Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Auslegung einer Dampfturbine

Diplomarbeit

Michael Stamer

Matr.-Nr.: 1853547

1. Betreuer:	Prof. Dr.-Ing Franz Vinnemeier
2. Betreuer:	Dipl.-Ing. Jens Brodersen
Abgabedatum:	17. Februar 2012

© 2012

Kurzfassung

Das Thema dieser Diplomarbeit ist die Auslegung einer Dampfturbine. Die Schwerpunkte dieser Arbeit sollen sein:

- Es soll ein Verfahren gezeigt werden, wie man von gegebenen Ein- und Ausgangsgrößen eine Dampfturbine eindimensional auslegt
- Gegeben sind eine Eintrittstemperatur, Eintrittsdruck, Austrittsdruck sowie der isentrope Wirkungsgrad und der Massenstrom
- Festlegung der Stufenzahl
- Berechnung der Stufen im Mittelschnitt
- Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke und der Stufenkenngrößen

Die Vorgehensweise ist ein erster Schritt im Auslegungsverfahren von Turbinen. Der Zusammenhang mit dem Gesamtverfahren ist dazustellen und die Möglichkeiten der Automatisierung sind aufzuzeigen.

Michael Stamer
Horner Landstr. 159A
22111 Hamburg

Tel.: 0160 / 80 45 179
E-Mail: michael.stamer@haw-hamburg.de

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen **vi**

1 Einleitung **1**

2 Allgemeines zur Auslegung von Dampfturbinen **2**

2.1 Bauformen von Dampfturbinen 2

2.2 Auslegung und Berechnung einer Dampfturbine 4

3 Auslegungsbeispiel einer Dampfturbine **5**

3.1 Erste Schritte 5

3.2 Geometrie der Dampfturbine 7

3.3 Die letzte Stufe als erste Rechnung 8

3.4 Auslegung der Regelstufe 14

3.5 Festlegung der Stufenzahl 18

3.6 Auslegung der Stufen 18

3.7 Auslegung der Dampfturbine 20

4 Detaillierte Auslegung der Stufen **21**

4.1 Die Regelstufe 21

4.1.1 Vorbereitung der Berechnung 21

4.1.2 Die Berechnung der Regelstufe 25

4.2 Die Stufen 27

4.2.1 1. Stufe 27

4.2.2 2. Stufe 28

4.2.3 3. Stufe 29

4.2.4 4. Stufe 30

4.2.5 5. Stufe 30

4.2.6 Die letzte Stufe 31

4.3 Auswertung der Berechnung 31

4.4 Weitere Schritte der Auslegung einer Dampfturbine 32

5 Bewertung der Auslegung **33**

5.1 Zusammenfassung des Auslegungsverfahren 33

5.2 Markante Größe der Berechnung 34

5.3 Die Automatisierung der Auslegung 35

6 Zusammenfassung **37**

7 Anlagen **38**

7.1 Berechnung der Regelstufe 39

7.2 Berechnung der 1. Stufe 40

7.3 Berechnung der 2. Stufe 41

7.4 Berechnung der 3. Stufe 42

7.5 Berechnung der 4. Stufe 43

7.6 Berechnung der 5. Stufe 44

7.7 Berechnung der 6. Stufe 45

Literatur **46**

Abbildungsverzeichnis

2.1 Kammerturbine. [2] 3

2.2 Trommelturbine [2] 3

3.1 Excel addin für IAPWS-IF97 [7] 6

3.2 Programm IAPWS-IF97 zur Berechnung der Zustandsgrößen von Wasserdampf [3] 7

3.3 Geometrie von Stufentypen [4] 8

3.4 Diagramm für u und n_{St} in Abhängigkeit von $\Psi_{h,St}$ 10

3.5 Diagramm für u und d_m in Abhängigkeit der Übersetzung z 11

3.6 u, n, Δh_{St} und n_{St} in Abhängigkeit zu den Übersetzungen 11

3.7 Curtisrad [6] 14

3.8 Turbinenstufe [2] 15

3.9 Curtis- Stufe [2] 15

4.1 Erster Abschnitt 21

4.2 Zweiter Abschnitt 22

4.3 Dritter Abschnitt 23

4.4 Vierter Abschnitt 23

4.5 Fünfter Abschnitt 23

4.6 Sechster Abschnitt 24

4.7 Siebter Abschnitt 24

4.8 Achter Abschnitt 24

5.1 Kenngrößenbereich für die Auslegung von Turbinenstufen [8] 34

5.2 Flussdiagramm für eine mögliche Automatisierung 36

7.1 Berechnung der Regelstufe 39

7.2 Berechnung der 1. Stufe 40

7.3 Berechnung der 2. Stufe 41

7.4 Berechnung der 3. Stufe 42

7.5 Berechnung der 4. Stufe 43

7.6 Berechnung der 5. Stufe 44
7.7 Berechnung der 6. Stufe 45

Tabellenverzeichnis

3.1 u, n, Δh_{St} und n_{St} in Abhängigkeit zu den Übersetzungen 12
3.2 Geschwindigkeiten und Winkel der letzten Stufe 14
3.3 Geschwindigkeiten und Winkel der Regelstufe 18
3.4 Geschwindigkeiten und Winkel aller Stufen in der ersten Auslegung . . . 19
3.5 Enthalpien, kinematischer Reaktionsgrad ϱ_h, Druckzahl $\Psi_{h,St}$, Durchflusszahl φ aller Stufen in der ersten Auslegung 20

4.1 Ergebnisse für die Regelstufe 27
4.2 Ergebnisse für die 1. Stufe 28
4.3 Ergebnisse für die 2. Stufe 29
4.4 Ergebnisse für die 3. Stufe 29
4.5 Ergebnisse für die 4. Stufe 30
4.6 Ergebnisse für die 5. Stufe 30
4.7 Ergebnisse für die 6. Stufe 31
4.8 Ergebnisse der Berechnung 32

Formelzeichen, Symbole und Indizes

Formelzeichen, Symbole

a	J/kg	spezifische (Schaufel-)Arbeit
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
A	m^2	Fläche, Querschnitt
b	m	Schaufelbreite
c	m/s	Geschwindigkeit, Absolutgeschwindigkeit
c_F	$J/(kg\,K)$	spezifische Wärmekapazität einer idealen Flüssigkeit
c_p	$J/(kg\,K)$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_v	$J/(kg\,K)$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
d	m	Durchmesser
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h	J/kg	spezifische Enthalpie
l	m	Schaufellänge
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
M	$-$	Machzahl
n	$1/s$	Drehzahl
p	N/m^2	Druck
P	W	Leistung
R	$J/(kg\,K)$	Gaskonstante eines bestimmten Gases
Re	$-$	Reynoldszahl
s	$J/(kg\,K)$	Entropie
t	$^\circ$	Temperatur
T	K	Temperatur
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
v	m^3/kg	spezifisches Volumen
w	m/s	Geschwindigkeit im Relativsystem
x	kg/kg	Dampfgehalt
y	J/kg	spezifische Strömungsarbeit
α	$^\circ$	Winkel der absoluten Strömungsgeschwindigkeit gegen die Umfangsrichtung
β	$^\circ$	Winkel der relativen Strömungsgeschwindigkeit gegen die Umfangsrichtung Strömungsgeschwindigkeit gegen die Umfangsrichtung
δ	$-$	Durchmesserkenngröße
δ	$-$	Schaufellängenverhältnis
δ	m	Spaltbreite
η	$-$	Wirkungsgrad
κ	$-$	Isentropenexponent
ϱ	kg/m^3	Dichte
φ	$-$	Durchflußkenngröße

ψ	–	Enthalpiekenngröße

Indizes

A	Austritt
A	Querschnitt
E	Eintritt
h	bei konstanter Enthalpie
h	mit Enthalpiedifferenz gebildet
i	innere Begrenzungswand
K	Kupplung
m	mechanischer Verlust
m	meridional
m	mittlerer
R	Regelstufe
s	bei konstanter Entropie
St	Stufe
T	Turbine
u	Umfang
0	vor Leitgitter bei Turbinen
1	vor Laufgitter
2	nach Laufgitter
3	nach Leitgitter bei Verdichtern
1	erste Stufe
2	zweite Stufe
3	dritte Stufe
$'$	Leitgitter
$''$	Laufgitter

1 Einleitung

In dieser Diplomarbeit wird der erste Schritt einer Auslegung einer Dampfturbine aufgezeigt und ein Zusammenhang mit dem Gesamtverfahren dargestellt. Die zur Auslegung gegebenen Eingangsparameter beinhalten unter anderem die Eintrittstemperatur und den Eintrittsdruck, den gewünschten isentropen Wirkungsgrad sowie den möglichst zu erreichenden Austrittsdruck.

Im Laufe der Auslegung ist die Stufenanzahl der Dampfturbine zu bestimmen. Anschließend werden die Berechnungen der Stufen für die Stufenanzahl durchgeführt. Die Berechnungen der Stufen erfolgt im Mittelschnitt, auch werden die Geschwindigkeitsdreiecke der Stufen sowie deren Stufenkenngrößen bestimmt. Dieser Teilabschnitt des Gesamtverfahrens soll anschließend auf eine mögliche Automatisierung hin beurteilt werden und gegebenenfalls ist diese zu beschreiben.

2 Allgemeines zur Auslegung von Dampfturbinen

Die Aufgabe der Dampfturbine besteht in erster Linie darin die Energie des Wasserdampfes, also die Energie, die in Wärme und Druck des Wasserdampfes vorhanden ist, in eine Rotationsenergie umzuformen. Die Umformung erfolgt über die Entspannung des Wasserdampfes, das heißt, dass in jeder Turbinenstufe eine Druckdifferenz Δp abgebaut wird bis der Druck nicht weiter entspannt werden kann. Bei der Entspannung ensteht Energie in Form von Strömungsgeschindigkeiten, den sich die Turbine zu Nutzen. macht. Die Strömung wird in der Turbine durch das Leitrad beschleunigt und so umgelenkt, dass sie in Form einer Kraft auf das Laufrad trifft, welches auf einer Welle montiert ist. Durch die Kraft entsteht am Laufrad Rotation, die beispielsweise für den Antrieb von Generatoren genutzt werden kann. Hier werden die zwei Grundtypen von Turbinenarten mit ihrer Funktionsweise behandelt. Zum einem die Gleichdruckturbine, auch als Kammerturbine nach ihrer Bauform bezeichnet und zum anderen die Überdruckturbine, auch als Trommelturbine bekannt.

In der Gleichdruckturbine wird das Stufengefälle, bzw. der Druckunterschied bereits im Leitrad umgesetzt, dass im Laufrad der Dampfstrom ohne größere weitere Druckverluste nur noch umgelenkt wird. Diese Funktionsweise hat nur geringe Leckageverluste und benötigt weniger Stufen als die Überdruckturbine bei gleicher Turbinendruckdifferenz. Bei der Gleichdruckturbine ist der Reaktionsgrad annähernd 0, die Bezeichnung Kammerturbine ist dem Begriff Gleichdruckturbine vorzuziehen.

In der Überdruckturbine ist der Reaktionsgrad größer als 0, dies hat zur Folge, dass in dem Leitrad nicht die komplette Druckdifferenz umgesetzt wird. Bei den meisten Überdruckturbinen liegt der Reaktionsgrad bei $0,5$, das hat zur Folge das nur etwa die Hälfte des Stufengefälles im Leitrad umgesetzt wird. Das Restliche Gefälle der Stufe wird im Laufrad umgewandelt. Ein Vorteil dieser Funktion ist, dass bei Leit- und Laufrad gleiche Schaufelprofile verwendet werden können.

2.1 Bauformen von Dampfturbinen

Bei den Bauformen unterscheidet man zwischen der axialen und radialen Bauform. Die radiale Baufrom wird nur noch sehr selten gebaut. Bei der axialen Bauform unterscheidet man zwischen der von *Rateau* und *Zoelly* entworfenen Gleichdruckturbine in Kammerbauweise und der von *Parson* entwickelten Überdruckturbine in Trommelbauweise.

Die Bauform der Radialturbine ist heutzutage nur noch selten anzutreffen, obwohl diese Bauform äußerst kompakt und platzsparend ist. „Eine besondere Bauart ist die gegenläufige Radialturbine, die nach ihrem Konstrukteur benannte **Ljungström-Turbine**.“[1]

Die Kammerturbine und die Trommelturbine unterscheiden sich im wesentlichen durch die konstruktive Lösung des Einbaus der Leitschaufeln. Bei der Kammerturbine werden

die Leitschaufeln in sogenannte Zwischenböden in die Turbine eingesetzt wie in *Abbildung 2.1* dargestellt. Diese Zwischenböden sind aus montagetechnischen Gründen in der Horizontalebene geteilt. Diese Zwischenböden bilden auf Grund ihrer guten Abdichtung auf der Wellenseite Kammern, daher die Bezeichnung Kammerturbine.

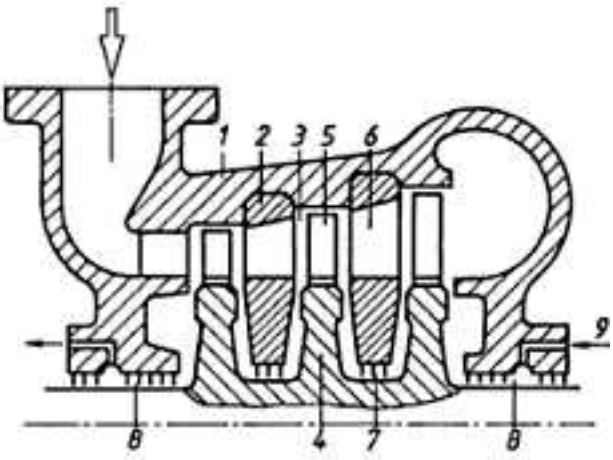


Abbildung 2.1: Kammerturbine. [2]

Der wesentliche Unterschied zwischen der Trommelturbine und der Kammerturbine ist die Wellenbauform. Bei der Trommelturbine ist die Welle eben, d.h. sie weist keine Kerben oder Vertiefungen auf, in denen die Leitschaufeln abgedichtet werden könnten. Dies hat eine andere Form der Leitschaufeln zur Folge wie in *Abbildung 2.2* dargestellt. Wie in der *Abbildung 2.2* zu sehen ist, gibt es keinen Vertiefungen in der Welle, was zur Folge hat, dass die Abdichtung zwischen Leitschaufeln und Welle nicht die gleiche Qualität aufweist wie bei der Kammerturbine. Bei dieser Bauform werden die Leitschaufeln direkt in das Gehäuse oder in spezielle Träger verbaut. Die Vorteile dieser Bauform liegt im höheren Reaktionsgrad durch optimalere Strömungswege und dem geringeren Bauaufwand. Die Stufenanzahl der Trommelturbine ist höher als bei der Kammerturbine ebenso der Axialschub, dieser muss durch einen Ausgleichskolben, *(5) in Abbildung 2.2*, der mit dem Austrittsdruck der Turbine beaufschlagt wird, ausgeglichen werden.

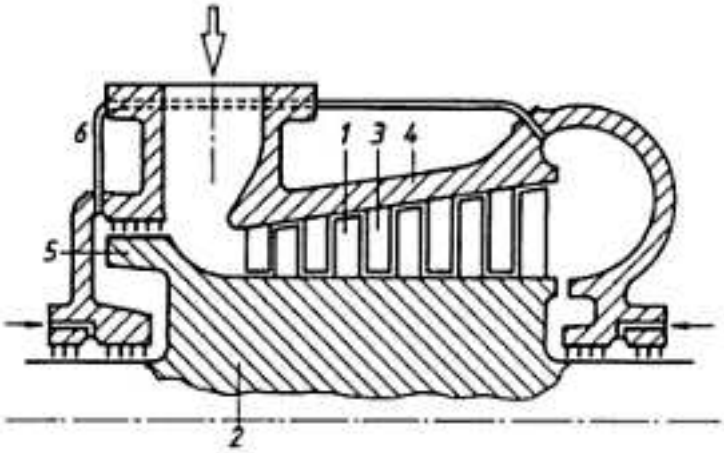


Abbildung 2.2: Trommelturbine [2]

2.2 Auslegung und Berechnung einer Dampfturbine

Bei der Auslegung und Berechnung einer Turbine spielen viele Faktoren eine Rolle. Die wichtigsten sind die Eintrittsgrößen des Wasserdampfs, also T_E, p_E und der Massenstrom $\dot{m}$. Anhand dieser Größen kann die Enthalpie h_E und die Entropie s_E des Wasserdampfes bestimmt werden. Dies geschieht entweder über ein Mollier h-s Diagramm, T-s Diagramm oder mit Hilfe eines Programms für die Berechnung des Wasserdampfes. Ein solches Programm und die Diagramme sind im Buch *International Steam Tables*[3] enthalten.

Für die Auslegung der Dampfturbine wird nun nur noch ein Ausgangsdruck p_A und einen isentropen Wirkungsgrad $\eta_{Ts} = \frac{\Delta h}{\Delta h_s}$ benötigt. Mit Hilfe dieser zwei Größen können die Ausgangsgrößen und somit das Turbinengefälle Δh bestimmt werden. Anhand von Erfahrungswerten werden die Stufenzahl und Regelgrößen der Dampfturbine festgelegt.

Bei den meisten Turbinen ist eine Regelstufen vorgeschaltet. Bei der Regelstufe handelt es sich um ein Stellglied. „Als Stellglied für die Regelung wird den Trommel- und Kammerturbinen oft eine teilbeaufschlagte Gleichdruckstufe in einfacher oder in Curtis-Bauart vorgeschaltet, bei der Beaufschlagungsgrad durch das Zu- und Abschalten von Düsengruppen veränderbar ist“[2]

Die Berechnung einer Turbinenstufe ist im Kapitel 5 des Buchs *Thermische Turbomaschinen* [4] beschrieben. In diesem werden drei verschiedene Vorgehensweisen der Berechnung beschrieben. Die gleichen Vorgehensweisen werden auch im Buch *Strömungsmaschinen 2* [5] aufgeführt. Bei diesen drei Vorgehensweisen handelt es sich um folgende Verfahren:

Im ersten Verfahren soll über die gegebenen Größen $\dot{m}$, p_0, h_0, c_0, p_1, p_2, u_1, u_2, α_0, α_1, β_2 und n_s (Umdrehungen pro Sekunde) die Stufe berechnet werden.[4]

Das zweite Verfahren berechnet die Stufe über die gegebenen Größen $\dot{m}$, p_0, h_0, c_0, die vollständigen Geschwindigkeitsdreiecke, n_s.[4]

Über die gegebenen Größen $\dot{m}$, p_0, h_0, α_0, p_1, p_2, alle Durchmesser und Schaufelhöhen, n_s, damit sind u_1 und u_2 gegeben, sowie $\epsilon_b = 1$ kann ebenfalls eine Stufe berechnet werden.[4]

3 Auslegungsbeispiel einer Dampfturbine

3.1 Erste Schritte

Für die Auslegung einer Dampfturbine sind einige wichtige Eingangsgrößen und Annahmen zu treffen. Die Eingangsgrößen des Dampfes in die Turbine sind die entscheidenden Größen für die Auslegung der Dampfturbine. In diesem Beispiel wurden die Eingangsgrößen wie folgt festgelegt:

- $p_E = 67\text{bar}$
- $t_E = 470°C$
- $\dot{m} = 5000\frac{kg}{h}$

Des weiteren wurden folgende Annahmen für die Dampfturbine getroffen:

- $\eta_{Ts} = \frac{\Delta h}{\Delta h_s} = 0,9$
- $p_A = 0,1\text{bar}$
- $n = 3000min^{-1}$ (gewünschte Drehzahl zum Antrieb eines Generators)

Die fehlenden Parameter werden mit Hilfe der Eingangsgrößen bestimmt. Unter anderem die Enthalpie h_E, die Entropie s_E und κ_E. Die Ergebnisse für die fehlenden Eingangsparameter:

- $h_E = 3341,9064\frac{kJ}{kg}$
- $s_E = 6,7272669\frac{kJ}{kg \cdot K}$
- $\kappa_E = 1,2800274$

Unter berücksichtigung des Wirkunggrades η_{Ts} kann die Entropie s_A berechnet werden.

$$s_A = \frac{s_E}{\eta_{Ts}} \tag{3.1}$$

$$s_A = \frac{6,7272669\frac{kJ}{kg \cdot K}}{0,9} = 7,474741\frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Durch den in der Aufgabenstellung festgelegten Ausgangsdruck und die berechnete Ausgangsentropie kann der Dampfgehalt x_A anhand des Excel Add-in [7], siehe *Abbildung 3.1*, bestimmt werden. Mit Hilfe des Add-in und des genährten Dampfgehalts ist es nun möglich auch die Temperatur t_A zu ermitteln. Durch die Temperatur, den Druck und den Dampfgehalt wird anschließend die Austrittsenthalpie h_A berechnet. Mit dem IAPWS-IF97 Add-in für Microsoft Excel sind die fehlenden Ausgangsgrößen berechnet worden, hier die Ergebnisse in der Reihenfolge wie sie durch die Entropie s_A und den Druck p_A ermittelt wurden:

- $t_A = 45,96°C$
- $x_A = 0,910\frac{kg}{kg}$
- $h_A = 2368,68607\frac{kJ}{kg}$

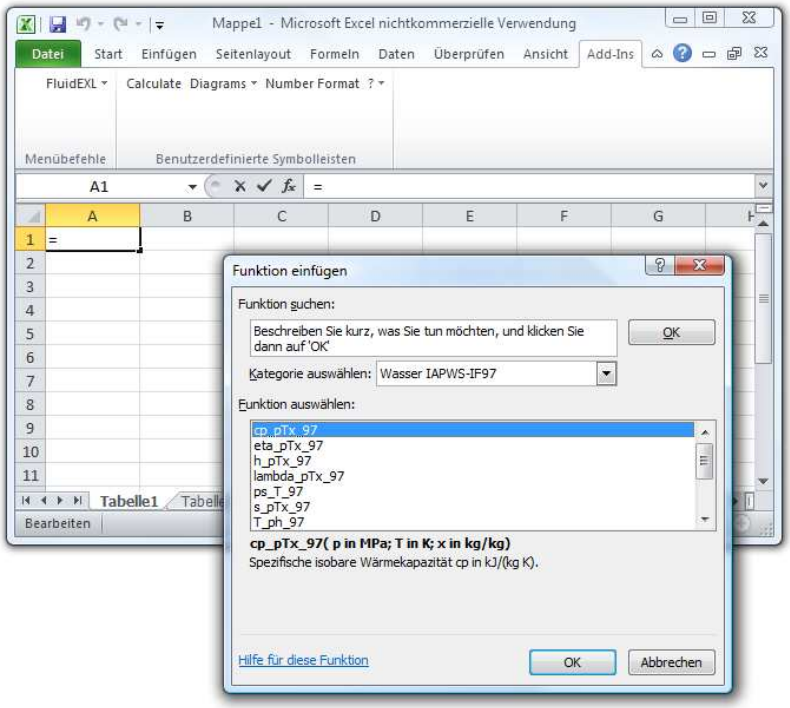


Abbildung 3.1: Excel addin für IAPWS-IF97 [7]

Für die Überprüfung der Ergebnisse wurde das zum Buch von Wagner [3] gehörende Programm IAPWS-IF97, siehe *Abbildung 3.2*, verwendet. Die Ergebnisse wurden durch Eintragen in das Mollier h-s- und das T-s- Diagramm überprüft.

Mit diesen Werten läßt sich nun die Enthalpiedifferenz der Dampfturbine bestimmen. Hierzu wird die Formel

$$\Delta h = h_A - h_E \tag{3.2}$$

verwendet, welche folgendes Ergebnis lieferte:

$$\Delta h = (3341,9064 - 2368,68607)\frac{kJ}{kg} = -972,852987\frac{kJ}{kg}$$

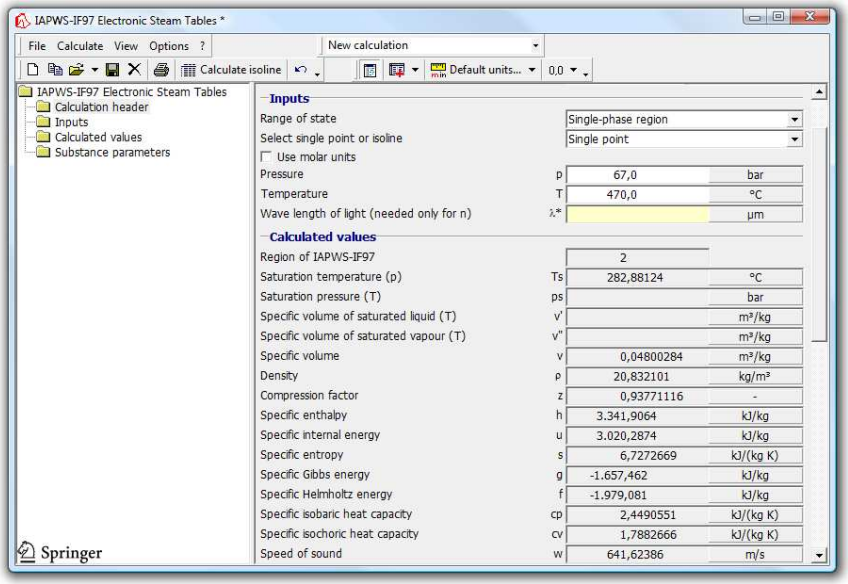


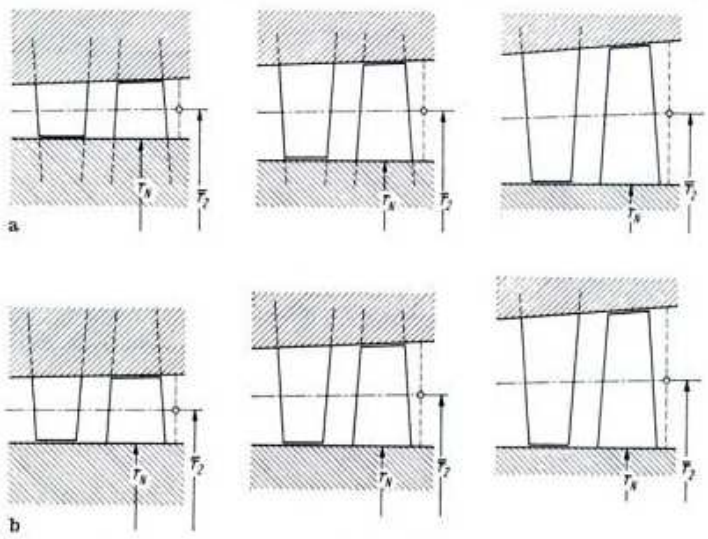
Abbildung 3.2: Programm IAPWS-IF97 zur Berechnung der Zustandsgrößen von Wasserdampf [3]

3.2 Geometrie der Dampfturbine

Um das Stufengefälle Δh_{St} zu bestimmen, sind einige Annahmen zu machen. Das Stufengefälle ist von mehreren Werten abhängig, welche alle einen Einfluss auf die Geometrie haben. Den größten Einfluss hat die Umfangsgeschwindigkeit u in $[\frac{m}{s}]$. Die Umfangsgeschwindigkeit ist abhängig von der Drehzahl n und dem mittleren Durchmesser d_{2m} des Laufrades.

$$u = d_{2m} \cdot \pi \cdot n \tag{3.3}$$

Bei den Stufentypen gibt es zwei Arten von Geometrien, die eine die im Mittelschnitt konstant ist und die andere, die im Nabenradius kosntant ist. Diese sind in *Abbildung 3.3* dargestellt. Die Reihe a zeigt, dass der mittlere Durchmesser über die Turbinenstufen konstant bleibt, das heißt der Mittelschnitt der Turbine ist konstant. Während in der Reihe b der Innenradius der Turbinenstufen der gleiche bleibt und die Turbine somit im Nabenradius kosntant ist. In diesem Beispiel wird eine Geometrie welche im Mittelschnitt konstant ist gewählt, siehe *Abbildung 3.3* Reihe a, weil es die Auslegung der Dampfturbine vereinfacht. Dies hat zur Folge, dass in allen Turbinenstufen der mittlere Durchmesser der selbe ist. Um die Stufenanzahl zu bestimmen, muss zunächst die letzte Stufe näherungsweise ausgelegt werden. Die Auslegung erfolgt im *Kapitel 3.3*.



a) Geometrie in Mittelschnitt konstant; b) Geometrie in Nabenradius konstant.

Abbildung 3.3: Geometrie von Stufentypen [4]

3.3 Die letzte Stufe als erste Rechnung

Die letzte Turbinenstufe wird als Erste berechnet, um einen Wert für das Enthalphiestufengefälle zu ermitteln. Dieser Wert wird als Anhaltspunkt für das durchschnittliche Stufengefälle Δh_{St} der Turbine verwendet, da der Wert der Regelstufe nicht als Ausgangswert für die Turbine genommen werden kann. Für die grobe Auslegung werden weitere Annahmen getroffen. Die Berechnung der Turbinenstufe erfolgt eindimensional und adiabat.

- Die Strömungsgeschwindigeit c_1 wird definiert in Abhängigkeit der Schallgeschwindigkeit a des Wasserdampfes am Austritt. Zur Berechnung der Schallgeschwindigkeit werden der Isentropenexponent κ_A, die spezifische Gaskonstante R und die Austrittstemperatur t_A benötigt, diese erhält man über das Programm IAPWS-IF97 [3].

$$c_1 = M \cdot a = M \cdot \sqrt{\kappa_A \cdot R \cdot T_A} \tag{3.4}$$

$$c_1 = 0,98 \cdot \sqrt{1,323 \cdot 461,2526 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot 318,96K} = 432,36 \frac{m}{s}$$

Um den mittleren Durchmesser zu bestimmen, ist es erforderlich die benötigte Fläche des Kreisrings, also die Querschnittsfläche, zu ermitteln. Dies erfolgt mit Hilfe des Massenstroms $\dot{m}$ und der Dichte ρ_A, die Dichte erhält man aus dem Programm IAPWS-IF97. Mit dieser Fläche wird dann ein mittlerer Durchmesser d_m für die Dampfturbine näherungsweise ermittelt.

$$A_A = \frac{\dot{m}}{c_A \cdot \rho_A} \tag{3.5}$$

$$A_A = \frac{5000 \frac{kg}{h}}{432,36 \frac{m}{s} \cdot 0,075 \frac{kg}{m^3}} = 0,042831 m^2 = 428,31 cm^2$$

Jetzt kann anhand der Fläche ein mittlerer Durchmesser d_m bestimmt werden. Anhand der Formel

$$d_m = \frac{d_i + d_a}{2} \tag{3.6}$$

welche man umstellt nach d_i

$$d_i = 2 \cdot d_m - d_a \tag{3.7}$$

Die umgestellte Formel setzt man nun in die Gleichung für die Querschnittsfläche ein.

$$A_{Ring} = \frac{\pi \cdot (d_a^2 - (2 \cdot d_m - d_a)^2)}{4} \tag{3.8}$$

Nun werden für d_m mehrere Werte (0,1; 0,15;....0,4) eingesetzt und d_a bestimmt. Anhand der *Gleichung (3.7)* wird nun d_i berechnet. d_m ist so zu wählen, das d_i genügend Bauraum für die Befestigung der Schaufel läßt. Für $d_m = 0,25m$ erhält man einen äußeren Durchmesser $d_a = 0,305m$ und damit einen inneren Durchmesser $d_i = 0,196m$. Nun ist man in der Lage anhand der Drehzahl n die Umfangsgeschwindigkeit u zu bestimmen. Mit u und der Enthalpiekenngröße $\Psi_{h,St}$ lässt sich das Stufengefälle Δh_{St} mit folgenden Formeln ermitteln:

- Die Umfangsgeschwindigkeit u:

$$u = n \cdot d_m \cdot \pi \tag{3.9}$$

- umgestellt nach der Drehzahl:

$$n = \frac{u}{d_m \cdot \pi} \tag{3.10}$$

- Die Enthalpiekenngröße:

$$\Psi_{h,St} = \frac{\Delta h_{St}}{\frac{u^2}{2}} \tag{3.11}$$

- umgestellt nach Δh_{St}:

$$\Delta h_{St} = \Psi_{h,St} \cdot \frac{u^2}{2} \tag{3.12}$$

Die erste Stufenzahl ergibt sich über die Gleichung:

$$n_{St} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{St}} \tag{3.13}$$

Eine kleine Stufenanzahl, die angesterbt wird, weil eine möglichst kleine und kompakte Turbine erwünscht ist, kann nur erreicht werden, wenn mehrere Werte angepasst werden. Der mittlere Durchmesser d_m wurde bereits passend gewählt. Anhand der gewünschten Drehzahl der Turbine wird nun einmal die Umfangsgeschwindigkeit u, das Stufengefälle Δh_{St} und die Stufenanzahl n_{St} berechnet. Mit den vorher aufgelisteten Gleichungen wurden folgende Ergebnisse erhalten:

- Die Umfangsgeschwindigkeit

$$u = 3000min^{-1} \cdot 0,25m \cdot \pi = 50s^{-1} \cdot 0,25m \cdot \pi = 39,27\frac{m}{s}$$

- Das Stufengefälle für ein gewähltes

$$\Psi_{h,St} = 4$$

$$\Delta h_{St} = 4 \cdot \frac{39,27^2}{2} = 3,08425 \frac{kJ}{kg}$$

- Daraus erhält man die Stufenanzahl

$$n_{St} = \frac{972,852987 \frac{kJ}{kg}}{3,08425 \frac{kJ}{kg}} = 315,426$$

Um die Stufenanzahl n_{St} zu senken, müssen wie bereits im vorherigen Abschnitt erwähnt , mehrere Größen angepasst werden, von denen zwei den größten Einfluss haben. Zum einen die Umfangsgeschwindigkeit u und zum anderen die Enthalpiekenngröße $\Psi_{h,St}$. Beide Größen sind miteinander verknüpft, wie die *Gleichung (3.11)* zeigt. Dies ist auch in den Abbildungen 3.4 und 3.5 zu sehen.

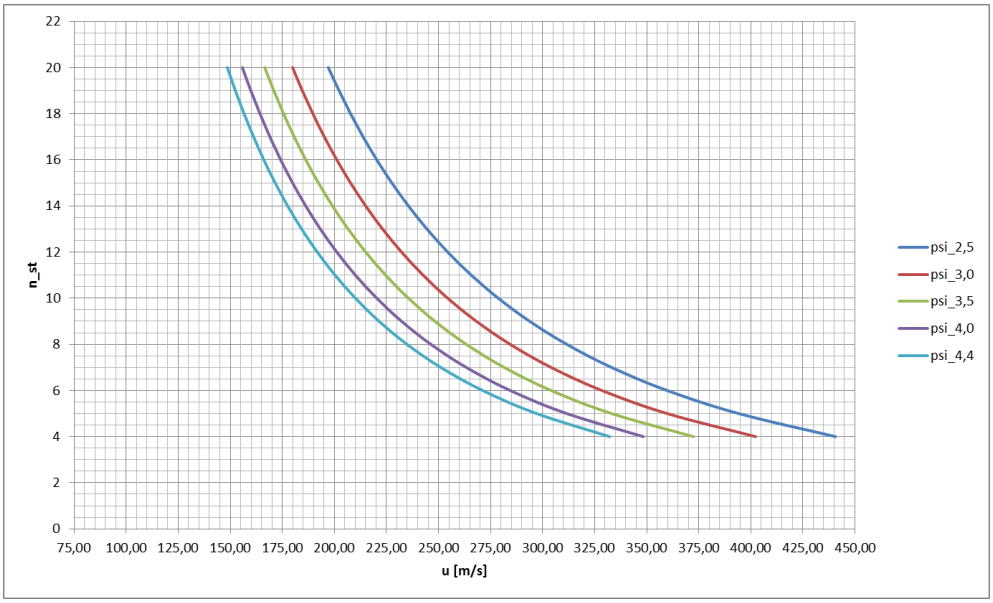


Abbildung 3.4: Diagramm für u und n_{St} in Abhängigkeit von $\Psi_{h,St}$

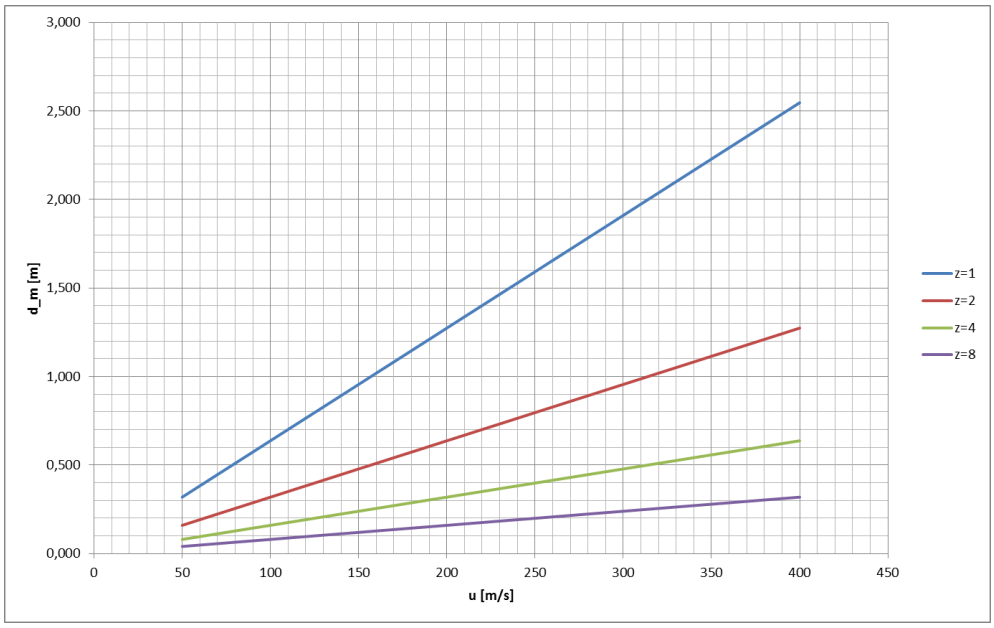


Abbildung 3.5: Diagramm für u und d_m in Abhängigkeit der Übersetzung z

Die einfachste Lösung ist ein Variieren der Drehzahl. Dies hat zur Folge, dass ein Getriebe zwischen Dampfturbine und Generator geschaltet werden müsste. Der Vorteil eines Getriebes mit mehreren Getriebestufen wäre natürlich, dass die Dampfturbine variabel gefahren werden könnte, also nicht auf einen konstant arbeitenden Dampferzeuger angewiesen wäre. Dies hätte auch eine Vereinfachung der Bauform der Regelstufe zur Folge.

Die Variationen der Drehzahl werden hier in festen Übersetzungsstufen vorgenommen. In diesem Beispiel mit der Folge für $z = 1, 2, 4, 6, 8$. $\Psi_{h,St} = 4$ bleibt erhalten, genauso der mittlere Durchmesser $d_m = 0,25m$. (Siehe *Abbildung 3.6*)

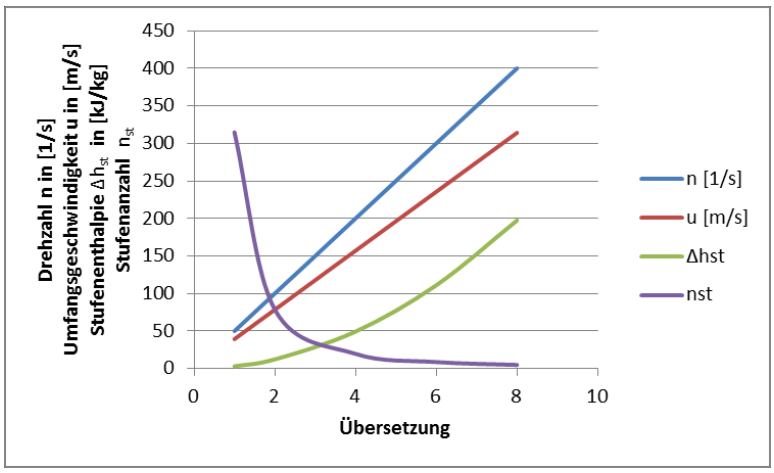


Abbildung 3.6: u, n, Δh_{St} und n_{St} in Abhängigkeit zu den Übersetzungen

z	n in $[\frac{1}{s}]$	u in $[\frac{m}{s}]$	Δh_{St} in $[\frac{kJ}{kg}]$	n_{St}
1	50	39,27	3,08425	315,42
2	100	78,54	12,3370	78,822
4	200	157,08	49,3480	19,706
6	300	235,62	111,0330	8,758
8	400	314,16	197,3920	4,926

Tabelle 3.1: u, n, Δh_{St} und n_{St} in Abhängigkeit zu den Übersetzungen

In *Walter Traupels* Buch [4] wird die maximale Umfangsgeschwindigkeit im Mittelkreis mit 400 bis 450 $\frac{m}{s}$ angegeben. Im Buch *Strömungsmaschinen 1*[1] von *Bohl und Elmendorf* wird die Begrenzung der Drehzahl durch die Schaufellänge angegeben. Diese liegt laut *Bohl und Elmendorf* bei $l = 1200mm$ bei $n = 3000min^{-1}$ und bei $l = 1450mm$ bei $n = 1500min^{-1}$.

Das Stufengefälle Δh_{St} ist von den Strömungsgeschwindigkeiten c_i der Stufen abhängig. Die Strömungsgeschwindigkeit c_{ui} wird durch Umstellen der *Gleichung (3.14)* berechnet. Um die Geschwindigkeit c_{u1} zu ermitteln, werden c_1 und der Winkel α_1 verwendet. Der Winkel wird mit 20° angenommen, so erhält man über die Gleichung

$$cos(\alpha) = \frac{c_{ui}}{c_i} \tag{3.14}$$

umgestellt nach c_{ui} und die Werte eingesetzt ergibt:

$$c_{ui} = c_i \cdot cos(\alpha) c_{u1} = c_1 \cdot cos(\alpha) = 432,36\frac{m}{s} \cdot cos(20°) = 406,14\frac{m}{s}$$

Mit der Umfangsgeschwindigkeit u und der Umfangskomponente für die Strömungsgeschwindigkeit c_{u1} ist es ebenso möglich $\Psi_{h,St}$ zu bestimmen:

$$\Psi_{h,St} = -2\frac{c_{u1}}{u} \tag{3.15}$$

Da die Dampfturbine in diesem Beispiel möglichst wenig Stufen haben soll, wird $u = 235,62\frac{m}{s}$ gewählt, da bei diesem Wert eine geringe Stufenzahl möglich ist. (siehe *Tabelle 3.1*)

$$\Psi_{h,St} = -2 \cdot \frac{406,29\frac{m}{s}}{235,62\frac{m}{s}} = -3,45$$

Mit diesem Ψ kann man nun das Stufengefälle Δh_{St} für die Strömungsgeschwindigkeit berechnen mit Hilfe der *Gleichung (3.12)*.

$$\Delta h_{St} = \Psi_{h,St} \cdot \frac{u^2}{2} = -95,7665\frac{kJ}{kg}$$

Für die axiale Turbinenstufe gilt $c_{m1} = c_{m2}(= c_{m0})$ ebenso $\Phi_1 = \Phi_2(= \Phi_0)$. Mit der Annahme das $\alpha_1 = 20°$ sei, kann mit der Strömungsgeschwindigkeit c_1 die merionale Geschwindigkeit c_{m1} mit der Gleichung (3.16) und dem Winkel $\alpha_1 = 20°$ bestimmt werden.

$$sin(\alpha_1) = \frac{c_{m1}}{c_1} \tag{3.16}$$

Mit den bereits berechneten Größen wird nun c_m berechnet

$$c_{m1} = sin(\alpha_1) \cdot c_1 = sin(20°) \cdot 432,36\frac{m}{s} = 147,88\frac{m}{s}$$

Die Austrittsgeschwindigkeit c_2 wird mit der Gleichung (3.16) berechnet, da die Bedingung $c_{m1} = c_{m2}(= c_{m0})$ herrscht. Die Abströmung in dieser Stufe erfolgt drallfrei, dies führt zu einem Winkel α_2 von 90°.

$$c_2 = \frac{c_{m2}}{sin(\alpha_2)} = \frac{147,88\frac{m}{s}}{sin(90°)} = 147,88\frac{m}{s}$$

Mit den beiden Strömungsgeschwindigkeiten c_1 und c_2 können nun die Enthalpiedifferenzen für das Leitrad, sowie für das Laufrad, und der kinematische Reaktionsgrad der Stufe festgelegt werden. Für das Laufrad ergibt sich folgende Gleichung:

$$\Delta h^{''} = a - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \tag{3.17}$$

Für a wird Δh_{St} eingesetzt und man erhält für $\Delta h^{''}$:

$$\Delta h^{''} = -95,7665\frac{kJ}{kg} - \frac{147,88^2\frac{m^2}{s^2} - 432,36^2\frac{m^2}{s^2}}{2} = -13,233\frac{kJ}{kg}$$

Mit den beiden Werten für Δh_{St} und $\Delta h^{''}$ kann nun der kinematische Reaktionsgrad der Stufe bestimmt werden. Hierfür wird die *Gleichung (3.18)* verwendet.

$$\varrho_h = \frac{\Delta h^{''}}{\Delta h_s t} = \frac{\Delta h^{''}}{\Delta h^{''} + \Delta h^{'}} \tag{3.18}$$

Mit den berechneten Werten eingesetzt erhält man:

$$\varrho_h = \frac{-13,2332\frac{kJ}{kg}}{-95,766\frac{kJ}{kg}} = 0,13818$$

Mit dem kinematischen Reaktionsgrad kann nun auch $\Delta h^{'}$ bestimmen, dazu wird die *Gleichung (3.18)* umgestellt nach

$$\Delta h^{'} = (1 - \varrho_h) \cdot \Delta h_{St} \tag{3.19}$$

und man erhält

$$\Delta h^{'} = (1 - 0,13818) \cdot -95,7665\frac{kJ}{kg} = -82,533\frac{kJ}{kg}$$

An dem kinematischen Reaktionsgrad kann sich für die anderen Stufen orientieren werden. Bei der detaillierten Berechnung werden die Kenngrößen für jede einzelne Stufe noch bestimmt. Entscheidend für die Auslegung der Dampfturbine sind die Geschwindigkeitsdreiecke, die Geschwindigkeiten zu erstellung der Dreiecke können mit folgenden Gleichungen berechnet werden:

$$\tan(\alpha_i) = \frac{c_{mi}}{c_{ui}} \tag{3.20}$$

$$\cos(\alpha_i) = \frac{c_{ui}}{c_i} \tag{3.21}$$

$$u_i = c_{ui} + w_{ui} \tag{3.22}$$

$$w_i = \sqrt{w_{ui}^2 + c_{mi}^2} \tag{3.23}$$

$$\tan(180° - \beta_i) = \frac{c_{mi}}{w_{ui}} \tag{3.24}$$

	c_i in $[\frac{m}{s}]$	c_{ui} in $[\frac{m}{s}]$	c_{mi} in $[\frac{m}{s}]$	w_i in $[\frac{m}{s}]$	w_{ui} in $[\frac{m}{s}]$	α_i in $[°]$	β_i in $[°]$	u_i in $[\frac{m}{s}]$
0	147,88	0	147,88	278,182	235,62	90	147,89	235,62
1	432,36	406,29	147,88	225,79	-170,62	20	40,92	235,62
2	147,88	0	147,88	278,82	235,62	90	147,89	235,62

Tabelle 3.2: Geschwindigkeiten und Winkel der letzten Stufe

3.4 Auslegung der Regelstufe

Als nächster Schritt in der Auslegung einer Dampfturbine erfolgt die Auslegung der Regelstufe. Wie in *Kapitel 2.3* schon angesprochen wird für die Regelstufe entweder eine Gleichdruckstufe in einfacher oder in der Curtisbauart verwendet.

Auch für die Regelstufe werden einige Annahme zur Auslegung getroffen. Genau wie bei der letzten Stufe soll ein Geschwindigkeitsdreieck erstellt werden mit dem die detaillierte Rechnung später erfolgen soll. Wie auch bei der letzten Stufe wird die Strömungsgeschwindigkeit c_1 der Winkel α_1 angenommen. Für die Regelstufe wird für dieses Beispiel zuerst eine Stufe nach Curtisbauart, in *Abbildung 3.7* dargestellt, anschließend eine Gleichdruckstufe, siehe *Abbildung 3.8* vorgestellt.

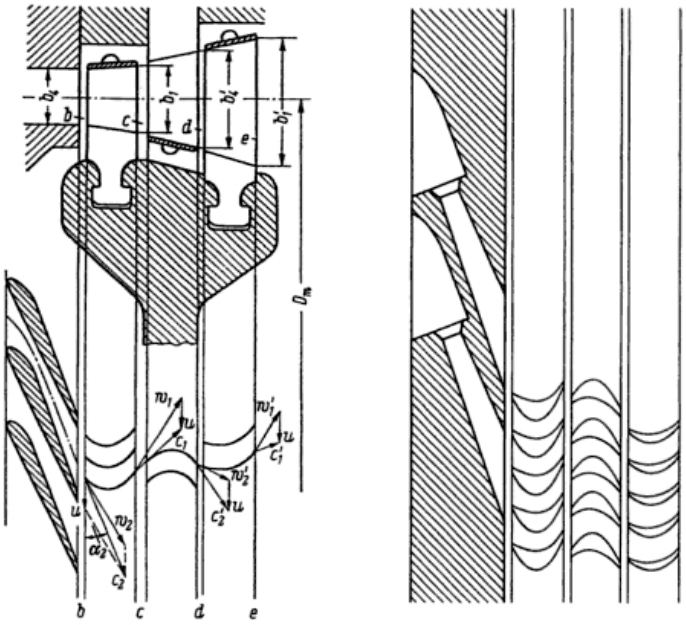


Abbildung 3.7: Curtisrad [6]

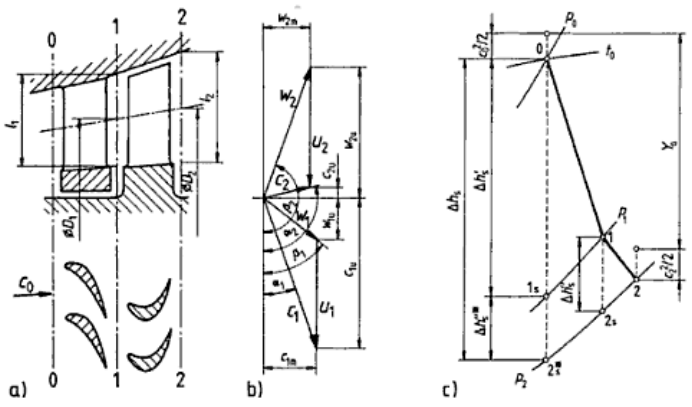


Abbildung 3.8: Turbinenstufe [2]

In der *Abbildung 3.9* ist zu erkennen, dass es sich nicht um ein Leitrad im herkömmlichen Sinn handelt, sondern dass es sich hier um mehrere Düsen handelt. Des Weiteren zeigt einem die Abbildung den Druck- und Geschwindigkeitsverlauf und auch die Reaktion im h,s- Diagramm in einer Curts- Stufe."Da die Curtis-Stufe große Enthalpiegefälle verarbeitet, wird die Schallgeschwindigkeit in der Regel überschritten, und die Leitschaufelkanäle sind erweiterte Lavaldüsen"[2]

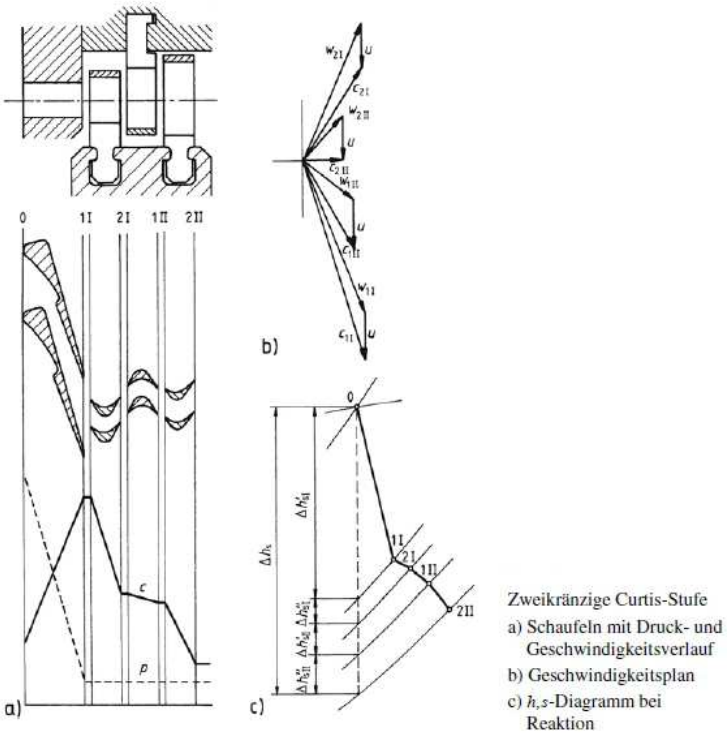


Abbildung 3.9: Curtis- Stufe [2]

Die Curtisstufe wird wie eine normale Stufe berechnet. Nur beim kinematischen Reaktionsgrad werden einige Unterscheidungen durchgeführt. Im Buch Strömungsmaschinen [2] von Klaus Menny sind folgende Gleichungen für das Stufengefälle einer Curtis- Stufe angegeben:

- Für das erste Leitrad (Lavaldüsen) mit $\varrho_h = r_{h1} + r_{h2} + \varrho_{h3}$

$$\Delta h_I^{'} = (1 - \varrho_h) \cdot \Delta h_{St} \tag{3.25}$$

- Für das erste Laufgitter

$$\Delta h_I^{''} = \varrho_{h1} \cdot \Delta h_{St} \tag{3.26}$$

- Das Umlenkgitter

$$\Delta h_{II}^{'} = \varrho_{h2} \cdot \Delta h_{St} \tag{3.27}$$

- Für das zweite Laufgitter

$$\Delta h_{II}^{''} = \varrho_{h3} \cdot \Delta h_{St} \tag{3.28}$$

Für die Auslegung verwendt man die eindimensionale Theorie der adiabaten Turbinenstufe. Für die Curtis-Stufe werden die folgenden Annahmen getroffen:

- $a = \sqrt{\kappa_E \cdot R \cdot TE} = 662,33\frac{m}{s}$
- $c_1 = M(0,98) \cdot a = 649,083\frac{m}{s}$, a in Abhängigkeit der Eingangsgrößen
- $c_0 = M(0,2) \cdot a = 132,466\frac{m}{s}$, a in Abhängigkeit der Eingangsgrößen
- $\varrho_h = 0,12$ mit $\varrho_{h1} = 0,02$; $\varrho_{h2} = 0,04$; $\varrho_{h3} = 0,06$

Mit der Gleichung

$$\Delta h_I^{'} = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} \tag{3.29}$$

und dem kinematischen Reaktionsgrad ϱ_h kann nun Δh_{St} berechnet werden.

$$\Delta h_I^{'} = \frac{132,466^2\frac{m^2}{s^2} - 649,083^2\frac{m^2}{s^2}}{2} = -201,88\frac{kJ}{kg}$$

Die *Gleichung (3.25)* umgestellt nach Δh_{St} ergibt:

$$\Delta h_{St} = \frac{\Delta h^{'}}{(1 - \varrho_h)} = \frac{-201,88\frac{kJ}{kg}}{(1 - 0,12)} = -229,41\frac{kJ}{kg}$$

Aus den Gleichungen (3.26) bis (3.28) erhalten wir:

$$\Delta h_I^{''} = \varrho_{h1} \cdot \Delta h_{St} = 0,02 \cdot -224,31\frac{kJ}{kg} = -4,59\frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{II}^{'} = \varrho_{h2} \cdot \Delta h_{St} = 0,04 \cdot -224,31\frac{kJ}{kg} = -9,18\frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h_{II}^{''} = \varrho_{h3} \cdot \Delta h_{St} = 0,06 \cdot -224,31\frac{kJ}{kg} = -13,76\frac{kJ}{kg}$$

Im Gegensatz zur Curtis-Stufe ist bei der Gleichdruckstufe der kinematische Reaktionsgrad $\varrho_h = 0,5$. Dies hat zur Folge, dass im Leitrad und im Laufrad das gleiche Stufengefälle verarbeitet wird. Den höchsten Wirkungsgrad hat die Gleichdruckturbine bei einer Druckzahl $\Psi_{h,St} = 4,5$. Bei dieser Druckzahl kann man mit einer einstufigen Regelstufe einen Wirkungsgrad von $\eta = 0,8$ erreichen. Mit $\Psi = 14,5$ erreicht man immer noch den maximalen Wirkungsgrad einer zweistufigen Regelstufe. Für die Auslegung wird $\Psi = 14$ gewählt, damit ein hohes Stufengefälle erreicht wird bei einem akzeptablen Wirkungsgrad.

Die Umfangsgeschwindigkeit und Strömungsgeschwindigkeit ist dieselbe wie bei der letzten Rechnungen, so hat man folgende Eingangsgrößen:

- $u = 235,62\frac{m}{s}$
- $c_1 = M(0,98) \cdot a = 649,083\frac{m}{s}$
- $\Psi_{h,St} = 14$

Mit *Gleichung (3.11)* berechnet man Δh_{St}:

$$\Delta h_{St} = \Psi_{h,St} \cdot \frac{235,62\frac{m}{s}}{2} = -388,617\frac{kJ}{kg}$$

Das bedeutet, dass

$$\Delta h^{'} = \Delta h^{''} = \Delta h_{St} \cdot \varrho_h$$

also

$$\Delta h^{'} = \Delta h^{''} = -388,617 \cdot 0,5 = -194,3085\frac{kJ}{kg}$$

Zum Vergleich, $\Delta h^{'}$ mit $c_1 = 649,083\frac{m}{s}$ und $c_0 = 132,466\frac{m}{s}$ berechnet mit der Gleichung

$$\Delta h^{'} = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} \tag{3.30}$$

$$\Delta h^{'} = \left(\frac{132,466^2 - 649,083^2}{2}\right)\frac{kJ}{kg} = -201,88\frac{kJ}{kg}$$

Die weitere Auslegung der Regelstufe erfolgt an der Gleichdruckstufe mit den Werten für $\Delta h_{St} = -388,617\frac{kJ}{kg}$ und $c_1 = 649,083\frac{m}{s}$ und für $\alpha_1 = 20°$.

Als erstes wird die Eintrittsgeschwindigkeit c_0 bestimmt, dafür wird die *Gleichung (3.30)* umgestellt nach c_0

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot \Delta h^{'} - c_1^2} = \sqrt{2 \cdot (-197,3085)\frac{kJ}{kg} + 649,083^2\frac{m^2}{s^2}} = 180,809\frac{m}{s}$$

Nach der Gleichung (3.16), (3.17) und den Gleichungen (3.20) bis (3.24) werden nun die restlichen Größen für die Regelstufe berechnet mit drallfreier Zu- und Abströmung $c_{u0} = c_{u2} = 0$.

	c_i in $[\frac{m}{s}]$	c_{ui} in $[\frac{m}{s}]$	c_{mi} in $[\frac{m}{s}]$	w_i in $[\frac{m}{s}]$	w_{ui} in $[\frac{m}{s}]$	α_i in $[°]$	β_i in $[°]$	u_i in $[\frac{m}{s}]$
0	180,809	0	180,809	296,99	235,62	90	37,5	235,62
1	649,083	609,94	221,99	435,195	-374,32	20	30,67	235,62
2	180,809	0	180,809	296,99	235,62	90	37,5	235,62

Tabelle 3.3: Geschwindigkeiten und Winkel der Regelstufe

3.5 Festlegung der Stufenzahl

Mit Hilfe der Auslegung der letzten beiden Stufen ist es jetzt möglich eine vorläufige Stufenanzahl zu bestimmen. Dafür wird das Stufengefälle der Regelstufe $\Delta h_{R,St}$ und der letzten Stufe $\Delta h_{A,St}$ verwendet . Unter der Annahme, dass die restlichen Stufen in etwa das gleiche Stufengefälle wie die letzte Stufe haben, wird die Stufenanzahl folgendermaßen ermittelt:

$$n_{St} = \frac{\Delta h - \Delta h_{R,St}}{\Delta h_{A,St}} = \frac{970,9141\frac{kJ}{kg} - 388,617\frac{kJ}{kg}}{95,7665\frac{kJ}{kg}} = 6,08$$

Hinzukommt die Regelstufe, das bedeutet es werden ca. $n_{St} = 7$ Stufen notwendig sein. Diese Anzahl kann noch variieren, da in der detaillierten Auslegung noch einige Größen, wie Wirkungsgrade und Spaltverluste, in jede Turbinenstufe mit hineinwirken, die in der Auslegung vernachläßigt wurden.

3.6 Auslegung der Stufen

Nach dem die letzte Stufe und auch die Regelstufe ausgelegt sind, und die grobe Stufenzahl feststeht, kann sich jetzt den weiteren Sufen zugewendet werden. Die für die Auslegung benötigten Größen, wie die Geschwindigkeitsdreiecke, Eingangsenthalpie usw. für die erste reguläre Stufe, kann man über die Regelstufe bestimmen. Die Strömungsgeschwindigkeit c_{2R} der Regelstufe entspricht der Eintrittsströmungsgeschwindigkeit c_0 der ersten regulären Stufe. Das Gleiche gilt für den Ein- und Austrittswinkel $\alpha_{2R} = \alpha_0$ der ersten Stufe.

Für die grobe Auslegung wird die Aus- und Eintrittsströmungsgeschwindigkeit konstant gehalten. Über den Winkel $\alpha_{i.1}$ wird die Strömungsgeschwindigkeiten im Punkt 1 einer jeden Stufe variiert. Durch wiederholtes Einsetzten der Winkel wird eine Abstufung der Stufengefälle erreicht. Die unten stehende Tabelle für die 7 Stufen soll als Vorlage für die Geschwindigkeiten und Winkel in der detaillierten Rechnung dienen, dies sind nicht die endgültigen Ergebnisse für die Geschwindigkeiten der Dampfturbine.

Stufe	$Nr.$	c in $[\frac{m}{s}]$	c_u in $[\frac{m}{s}]$	c_m in $[\frac{m}{s}]$	w in $[\frac{m}{s}]$	w_u in $[\frac{m}{s}]$	α in $[°]$	β in $[°]$	u in $[\frac{m}{s}]$
R	0	180,81	0	180,81	297,00	235,62	90	45,13	235,62
	1	649,083	623,39	180,81	427,85	-387,77	16,17	-25,00	235,62
	2	179,73	71,41	164,93	232,74	164,21	66,59	45,13	235,62
1	0	179,73	71,41	164,934	232,74	164,21	66,59	45,13	235,62
	1	482,23	453,15	164,934	272,99	-217,53	20,00	-37,17	235,62
	2	179,73	71,41	164,934	232,74	164,21	66,59	45,13	235,62
2	0	179,73	71,41	164,934	232,74	164,21	66,59	45,13	235,62
	1	470,96	441,14	164,934	263,51	-205,52	20,50	-38,75	235,62
	2	179,73	71,41	164,934	232,74	164,21	66,59	45,13	235,62
3	0	179,73	71,41	164,934	232,74	164,21	66,59	45,13	235,62
	1	462,34	431,92	164,934	256,39	-196,30	20,90	-40,04	235,62
	2	179,73	71,41	164,934	232,74	164,21	66,59	45,13	235,62
4	0	179,73	71,41	164,934	232,74	164,21	66,59	45,13	235,62
	1	460,24	429,67	164,934	254,67	-194,05	21,00	-40,36	235,62
	2	179,73	71,41	164,934	232,74	164,21	66,59	45,13	235,62
5	0	179,73	71,41	164,934	232,74	164,21	66,59	45,13	235,62
	1	411,98	377,52	164,934	217,57	-141,90	23,60	-49,29	235,62
	2	179,73	71,41	164,93	232,74	164,21	66,59	45,13	235,62
6	0	179,73	71,41	164,934	287,61	235,62	66,59	34,99	235,62
	1	406,14	381,65	138,91	201,54	-146,03	20	-43,57	235,62
	2	179,73	0	179,73	296,34	235,62	90	37,34	235,62

Tabelle 3.4: Geschwindigkeiten und Winkel aller Stufen in der ersten Auslegung

In der zweiten Tabelle sind die Stufengefälle mit den dazugehörigen Werten für die Leiträder und Laufräder, sowie der kinematische Reaktionsgrad ϱ_h, die Durchflusszahl φ und die Druckzahl $\Psi_{h,St}$

Stufe	$Nr.$	Δh_{St} in $[\frac{kJ}{kg}]$	$\Delta h'$ in $[\frac{kJ}{kg}]$	$\Delta h''$ in $[\frac{kJ}{kg}]$	ϱ_h	φ	$\Psi_{h,St}$
R	0	388,617	194,3085	194,3085	0,5	0,77	14,00
	1					0,77	
	2					0,70	
1	0	114,166	100,1237	14,0424	0,123	0,70	4,11
	1					0,70	
	2					0,70	
2	0	108,040	94,7507	13,2889	0,123	0,70	3,89
	1					0,70	
	2					0,70	
3	0	103,452	90,7274	12,7246	0,123	0,70	3,73
	1					0,70	
	2					0,70	
4	0	102,346	89,7574	12,5885	0,123	0,70	3,69
	1					0,70	
	2					0,70	
5	0	78,347	68,7105	9,6367	0,123	0,70	2,82
	1					0,70	
	2					0,70	
6	0	75,625	66,3234	9,3019	0,123	0,70	2,72
	1					0,59	
	2					0,76	

Tabelle 3.5: Enthalpien, kinematischer Reaktionsgrad ϱ_h, Druckzahl $\Psi_{h,St}$, Durchflusszahl φ aller Stufen in der ersten Auslegung

3.7 Auslegung der Dampfturbine

Nach der Auslegung der einzelnen Stufen können die Größen für die Berechnung der Dampfturbine zusammengefasst werden. Einige dieser Werte werden sich im Laufe der detaillierten Rechnung noch ändern bzw. ergeben. So fehlen noch einige Faktoren für die Leit- und Laufradschaufeln. Die detaillierte Berechnung der Regelstufe wird mit folgenden Werten durchgeführt:

- Eingangsdruck $p_E = 67bar$
- Eingangstemperatur $t_E = 470°C = T_e = 743K$
- Eingangsenthalpie $h_E = 3341,9064\frac{kJ}{kg}$
- Umfangsgeschwindigkeit $u = 235,62\frac{m}{s}$
- Massenstrom $\dot{m} = 5000\frac{kg}{h}$

4 Detaillierte Auslegung der Stufen

In diesem Kapitel erfolgt eine genaue Nachrechnung der Geschwindigkeitsdreiecke. Bei dieser detaillierten Auslegung werden auch die Druckdifferenzen und Temperaturdifferenzen der einzelnen Stufen berechnet. Diese Rechnung beinhaltet mehrere neue Annahmen, unter anderem wird ein Wirkungsgrad für die Leit- und Laufräder eingeführt. Bei diesem Wirkungsgrad werden die Strömungsverluste an den Schaufeln berücksichtigt. Für jede Stufe werden die Eintrittstemperatur T_0, die Zwischentemperatur zwischen Leit- und Laufrad T_1 und die Austrittstemperatur am Laufrad T_2 berechnet. Ebenso werden die dazugehörigen Drücke und Enthalpien ermittelt. Die Berechnung erfolgt annähernd anhand des zweiten Verfahrens aus dem Buch Thermische Turbomaschinen [4] von Walter Traupel. Für die Berechnung der Turbinenstufen wird Microsoft Excel, sowie das Microsoft Excel Add-in [7] und das h-s- und T-s- Diagramm aus dem Buch International Steam Tables [3] verwendet.

4.1 Die Regelstufe

Im Unterschied zur groben Auslegung wird in der detaillierten Rechnung mit der Regelstufe begonnen. Unter der Annahme die im *Kapitel 3.4* für die Regelstufe gemacht wurde, wird diese auch hier als Gleichdruckstufe berechnet.

4.1.1 Vorbereitung der Berechnung

Für die Berechnung wurde eine Arbeitsmappe in Excel erstellt. Orange hinterlegte Zellen bedeuten, dass es sich um manuell eingetragene Werte handelt. Hell hinterlegte Zellen mit orangener Schrift besagen, dass es sich um berechnete Werte handelt. Der erste Abschnitt der Arbeitsmappe beinhaltet die Größen:

- der Massenstrom $\dot{m}$
- die spezifische Gaskonstante für Wasserdampf R
- die Umfangsgeschwindigkeit u
- der mittlere Durchmesser d_m

Die Regelstufe				
1. Feste Größen für alle Stufen				
Massenstrom	5000	[kg/h]	1,389	[kg/s]
R	0,4612526	[kJ/kgK]	461,253	[J/kgK]
u	235,62	[m/s]		
d_m	0,25	[m]	250	[mm]

Abbildung 4.1: Erster Abschnitt

Im zweiten Abschnitt werden die Eingangsgrößen aufgelistet. Folgende Werte sind manuell einzutragen:

- der Druck p_0
- die Temperatur t_0
- die Machzahl M
- der Isentropeneponent κ_0
- der Dampfgehalt x_0

Einige der manuell eingetragenene Werte werden in andere Einheiten umgerechnet. Die restlichen Werte werden berechnet. Bei diesen handelt es sich um:

- die Enthalpie h_0
- die Entropie s_0
- die Dichte ρ_0
- die spezifische Wärmekapazität cp_0

2. Eingangsgrößen				
Druck	67	[bar]	6,7	[MPa]
Temperatur	470	[°C]	743	[K]
Enthalpie	3341,54	[kJ/kg]	3341539,05	[J/kg]
Entropie	6,73	[kJ/kgK]	6726,77	[J/kgK]
ρ	20,84	[kg/m³]		
cp	2,45	[kJ/kgK]	2449,29	[J/kgK]
Machzahl	0,98	[-]		
x	-1	[kg/kg]		
κ	1,2800274	[-]		

Abbildung 4.2: Zweiter Abschnitt

Der dritte Abschnitt beschäftigt sich mit den Geschwindigkeiten und dem Winkel am Leitradeintritt. Manuell eingetragen werden:

- die Strömungsgeschwindigkeit c_0
- der Eintrittswinkel α_0

Die Berechnungen der restlichen Strömungsgeschwindigkeiten und Winkel

- den Winkel β_0
- die Geschwindigkeit c_{u0}
- die Geschwindigkeit c_{m0}
- die Geschwindikeit w_{u0}
- die Geschwindigkeit w_0

erfolgt über die Werte aus dem fünften Abschnitt.

Im vierten Abschnitt werden die Geschwindigkeiten und Winkel nach dem Leitrad und vor dem Laufrad berechnet

3. Eintritt Leitrad "0"				
c_0	180,81	[m/s]		
A_0	0,00037	[m²]	368,64	[mm²]
Winkel α_0	90	[°]	1,57079633	[rad]
Winkel β_0	37,5019001	[°]		
c_u0	0,00	[m/s]		
c_m0	180,81	[m/s]		
w_u0	235,62	[m/s]		
w_0	297,00	[m/s]		

Abbildung 4.3: Dritter Abschnitt

- die Strömungsgeschwindigkeit c_1
- der Winkel α_1
- der Winkel β_1
- die Geschwindigkeit c_{u1}
- die Geschwindigkeit c_{m1}
- die Geschwindigkeit w_{u1}
- die Geschwindigkeit w_1

4. Austritt Leitrad Eintritt Laufrad "1"				
Winkel α_1	16,17	[°]	0,28229722	[rad]
Winkel β_1	-24,999	[°]		
c_1 (a*M)	649,082	[m/s]		
c_u1	623,39	[m/s]		
c_m1	180,81	[m/s]		
w_u1	-387,77	[m/s]		
w_1	427,85	[m/s]		

Abbildung 4.4: Vierter Abschnitt

Im fünften Abschnitt erfolgt die Berechnung der Stufengefälle $\Delta h'_{St}$ und $\Delta h'_{s,St}$. Sowie der Enthalpien $h_{s,1}$ und h_1. Des weiteren wird die Temperatur t_1 berechnet.

5. Leitradgrößen							
Δh'	-194307,56	[J/kg]	-194,31	[kJ/kg]	η_LE	0,9	
Δh's	-217713,523	[J/kg]	-217,71	[kJ/kg]			
h_1s	3123825,53	[J/kg]	3123,83	[kJ/kg]			
h_1	3147231,5	[J/kg]	3147,23	[kJ/kg]			
p1_start	34,5	[bar]	3,45	[MPa]	*(Abgelesen aus h-s- Diagramm anhand h_1(Y_Le))*		
T1_start	367,39	[°C]	640,39	[K]			
h_überprüfung	*3147,23064*	[kJ/kg]					
T1 (berechnet)	640,394584	[K]			*(Berechnet mit Hilfe des Excel add ins über h_1Le)*		

Abbildung 4.5: Fünfter Abschnitt

Im sechsten Abschnitt werden die Geschwindigkeiten und Winkel in abhängigkeit der Werte aus dem siebten Abschnitt berechnet.

- die Geschwindigkeit c_2
- der Winkel α_2
- den Winkel β_2
- die Geschwindigkeit c_{u2}
- die Geschwindigkeit c_{m2}
- die Geschwindigkeit w_{u2}
- die Geschwindigkeit w_2

6. Laufrad						
Winkel α_2	-41,46	[°]	-0,72	[rad]	ϕ2	0,7
Winkel β_2	21,33	[°]	0,37	[rad]	ρ_h	0,5
c_2	-249,12	[m/s]				
c_u2	-186,70	[m/s]				
c_m2	164,93	[m/s]				
w_u2	422,32	[m/s]				
w_2	453,384	[m/s]				

Abbildung 4.6: Sechster Abschnitt

Im siebten Abschnitt werden die gleichen Größen wie im fünften Abschnitt berechnet, nur mit dem Unterschied, dass es sich jetzt um die Werte nach dem Laufrad handelt und somit den Eintrittswerten der 1. Stufe entsprechen. Diese werden im achten Abschnitt

7. Laufradgrößen				
Δh"	-194307,56	[J/kg]	-194,31	[kJ/kg]
Δh"s	-205727,41	[J/kg]	-205,73	[kJ/kg]
Δh	-388615,12	[J/kg]	-388,62	[kJ/kg]
Δhs	-423440,93	[J/kg]	-423,44	[kJ/kg]
h_2s	2918098,12	[J/kg]	2918,10	[kJ/kg]
h_2	2952923,94	[J/kg]	2952,92	[kJ/kg]
p2_start	14,45	[bar]	1,45	[MPa]
T2_start	261,646181	[°C]	534,65	[K]
h_überprüfung	2952,92	[kJ/kg]		
T2 (berechnet)	534,646181	[K]		

Abbildung 4.7: Siebter Abschnitt

nochmals aufgeführt und teilweise werden fehlende Werte berechnet.

- der Enthalpiekenngröße der Regelstufe $\Psi_{R,St}$
- die Stufenarbeit $a_{R,St}$
- die Durchflussgrößen $\varphi_{R,0}$, $\varphi_{R,1}$, $\varphi_{R,2}$
- das Stufengefälle $\Delta h_{R,St}$
- die Strömungsgeschwindigkeit der 1. Stufe $c_{0,1}$
- dem Eintrittswinkel der 1. Stufe $\alpha_{0,1}$
- der Eintrittsenthalpie der 1. Stufe $h_{0,1}$
- dem Eintrittsdruck der 1. Stufe $p_{0,1}$

8. Wichtige Werte der Regelstufe				
Ψ_st	-14,00			
a_R	404960,74	[J/kg]	404,960744	[kJ/kg]
ϕ0	0,77			
ϕ1	0,77			
ϕ2	0,70			
ϕSt	0,74			
Δh_R	-388615,12	[J/kg]	-388,62	[kJ/kg]
Daraus folgen die Startwerte für die 1 Stufe:				
c_0	-249,12	[m/s]		
T_0	261,65	[°C]	534,65	[K]
p_0	14,45	[bar]	1,445	[MPa]
h_0	2952923,94	[J/kg]	2952,92	[kJ/kg]
Winkel α_0	-41,46	[°]		

Abbildung 4.8: Achter Abschnitt

Folgende Annahmen werden für die Regelstufe vorgenommen:

- $c_{0,R} = 180,81 \frac{m}{s}$
- Machzahl $M = 0,98$
- $\eta_{Le} = 0,8$
- $\eta_{La} = 0,8$
- $\varphi_{2,R} = 0,7$

4.1.2 Die Berechnung der Regelstufe

Als erstes werden die bereits bekannten Werte in die Arbeitsmappe eingetragen. Ist dies erfolgt, kann sich den Berechnungen zugewendet werden. Für die Berechnungen im ersten Abschnitt wurde das Excel Add-in [7] genutzt. Um $\kappa_{0,R}$ zu ermitteln, wurde das Program IAWPS-IF97 [3] verwendet. Für die Querschnittsfläche im zweiten Abschnitt wurde die *Gleichung (3.5)* verwendet. Für die Geschwindigkeiten im zweiten und dritten Abschnittwurden wurden die selben Gleichungen wie bei der Auslegung der letzten Stufe und der Regelstufe angewandt. Das gleiche gilt auch für die Enthalpiedifferenz $\Delta h'_R$. Neu bei der Berechnung sind die Gleichungen von $\Delta h'_{s,R}$.

$$\Delta h'_{d,R} = (\Delta h'_{s,R} - \frac{c_{0,R}^2}{2}) + \frac{c_{1,R}^2}{2} \tag{4.1}$$

$$\Delta h'_{d,R} = \zeta_{Le,R} \cdot (\Delta h'_{s,R} - \frac{c_{0,R}^2}{2}) \tag{4.2}$$

$$\eta_{Le,R} = 1 - \zeta_{Le,R} \tag{4.3}$$

$$-\frac{c_{1,R}^2}{2} = \eta_{Le,R} \cdot (\Delta h'_{s,R} - \frac{c_{0,R}^2}{2}) \tag{4.4}$$

berechnet man nun die Totalenthalpie $\Delta h'_{s,R}$ in dem man die *Gleichung (4.4)* nach selbiger umformt.

$$\Delta h'_{s,R} = -\frac{c_{1,R}^2}{2 \cdot \eta_{Le,R}} + \frac{c_{0,R}^2}{2} = -\frac{649{,}082^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \cdot 0{,}9} + \frac{180{,}81^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = -217713,523 \frac{J}{kg}$$

Mit den Stufengefällen werden $h_{s,1,R}$ und $h_{1,R}$ bestimmt. Der Druck $p_{1,R}$ wird ermittelt, in dem der Startpunkt des Prozesses in ein h-s- Diagramm für Wasserdampf eingezeichnet wird. In diesem Fall ist der Startpunkt durch $h_{0,R}$, $p_{0,R}$ und $t_{0,R}$ definiert. Von diesem Startwert wird nun senkrecht nach unten $\Delta h'_{s,R}$ abgetragen und der dazugehörige Druck, welcher dem Druck $p_{1,R}$ entspricht. Anschließend wird die Temperatur $t_{1,R}$ mit Hilfe des Excel Add-ins [7] und der Enthalpie $h_{1,R}$, welche sich aus der Startenthalpie und des Stufengefälles $\Delta h'_R$ ergibt.

$$h_{1,R} = h_{0,R} + \Delta h'_R$$

Zur Bestimmung des Punktes 2 berechnet man nun die Geschwindigkeiten des Laufrades unter der Annahme, dass der kinematische Reaktionsgrad $\varrho_{h,R} = 0,5$ beträgt und somit $\Delta h''_R = \Delta h'_R$ ist. Die Durchflusszahl $\varphi_{2,R}$ wird mit $0,7$ angenommen. Mit Hilfe der folgenden *Gleichungen (3.20)* bis *(3.24)* und

$$\Delta h''_R = -h_{1,R} + h_{2,R} \tag{4.5}$$

$$\Delta h_R^{''} = \frac{1}{2} \cdot (-w_{2,R}^2 + w_{1,R}^2 + u_{1,R}^2 - u_{2,R}^2) \tag{4.6}$$

$$\Delta h_{d,R}^{''} = (\Delta h_{s,R}^{''} - \frac{w_{1,R}^2 - u_{1,R}^2 + u_{2,R}^2}{2}) + \frac{w_{2,R}^2}{2} \tag{4.7}$$

$$\Delta h_{d,R}^{''} = \zeta_R^{''} \cdot (\Delta h_{s,R}^{''} - \frac{w_{1,R}^2 - u_{1,R}^2 + u_{2,R}^2}{2}) \tag{4.8}$$

$$\eta_R^{''} = 1 - \zeta_R^{''} \tag{4.9}$$

$$\frac{w_{2,R}^2}{2} = \eta_R^{''} \cdot (\Delta h_{s,R}^{''} - \frac{w_{1,R}^2 - u_{1,R}^2 + u_{2,R}^2}{2}) \tag{4.10}$$

ist es nun möglich die fehlenden Geschwindigkeiten und die Differenzenthalpie $\Delta h_R^{''}$ zu bestimmen. Man beachte, dass die Umfangsgeschwindigkeit u konstant ist. Des weiteren kann auch der Druck $p_{2,R}$, die Enthalpie $h_{2,R}$ und die Temperatur $t_{2,R}$ im Punkt 2 auf die gleiche Weise wie im Punkt 1 berehnet werden.

Im achten Abschnitt werden wie bereits erwähnt die Größen

- der Enthalpiekenngröße der Regelstufe $\Psi_{h,R,St}$
- die Stufenarbeit $a_{R,St}$
- die Durchflussgrößen $\varphi_{R,0}$, $\varphi_{R,1}$, $\varphi_{R,2}$ und $\varphi_{R,St}$
- das Stufengefälle $\Delta h_{R,St}$
- die Strömungsgeschwindigkeit der 1. Stufe $c_{0,1}$
- dem Eintrittswinkel der 1. Stufe $\alpha_{0,1}$
- der Eintrittsenthalpie der 1. Stufe $h_{0,1}$
- dem Eintrittsdruck der 1. Stufe $p_{0,1}$

ermittelt. Hierzu werden folgende neue Gleichungen benötigt:

$$\varphi_i = \frac{c_{mi}}{u} \tag{4.11}$$

$$a_i = (h_{0,i} + \frac{c_{0,i}^2}{2}) - (h_{2,i} + \frac{c_{2,i}^2}{2}) \tag{4.12}$$

Für die Berechnung von $\varphi_{R,St}$ wurde die Mittelwertfunktion von Excel verwendet. Das Stufengefälle $\Delta h_{R,St}$ setzt sich aus $\Delta h_R^{'} + \Delta h_R^{''}$. Die Enthalpiekenngröße $\Psi_{h,R,St}$ wird über die *Gleichung (3.15)* mit den Werten von $\Delta h_{R,St}$ und u berechnet.

Größe	0	1	2	Gesamt
Dampfgehalt x in $[\frac{kg}{kg}]$	> 1	> 1	> 1	> 1
Druck p in $[bar]$	67	34,5	14,45	
Temperatur t in $[°C]$	470	367,39	261,646	
Enthalpie h in $[\frac{kJ}{kg}]$	3341,54	3147,23	2952,92	
Entropie h_s in $[\frac{kJ}{kg}]$		3123,83	2918,10	
Entropie s in $[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$	6,73	6,73	6,78	
$\Delta h_s^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-217,71
$\Delta h^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-194,31
$\Delta h_s^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-205,73
$\Delta h^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-194,31
Δ_h in $[\frac{kJ}{kg}]$				-388,62
Stufenarbeit a in $[\frac{kJ}{kg}]$				404,96
$\Psi_{h,St}$				-14
φ	0,77	0,77	0,7	0,74
c in $[\frac{m}{s}]$	180,81	649,082	-249,12	
α in $[°]$	90	16,17	-41,46	

Tabelle 4.1: Ergebnisse für die Regelstufe

4.2 Die Stufen

Bei der Berechnung der Stufen ist die Vorgehensweise nahezu identisch zu der der Regelstufe. Das Einzige was zu beachten ist, ist dass die Stufen irgendwann ins Naßdampfgebiet bei der Berechnung kommen. Hier ist eine differenzierte Vorgehensweise bei der Bestimmung der Punkte 1 und 2 anzuwenden, da im Naßdampfgebiet der Dampfgehalt x_i mit einfließt und zu berücksichtigen ist.

4.2.1 1. Stufe

Die Werte der Regelstufe $h_{2,R}$, $p_{2,R}$, $t_{2,R}$, $\alpha_{2,R}$ und $c_{2,R}$ entsprechen den Eingangsgrößen $h_{0,1}$, $p_{0,1}$, $t_{0,1}$, $\alpha_{0,1}$ und $c_{0,1}$ der 1. Stufe. Dies gilt für alle folgenden Berechnungen, das heißt, die Austrittswerte der vorherigen Stufe entsprechen den Eintrittswerten der zu berechnenden Stufe. Im späteren Teil der Berechnung wird auch der Dampfgehalt x_i so übertragen.

Die Bestimmung der Punkte 1 und 2 für die 1. Stufe erfolgt wie schon bei der Regelstufe beschrieben.

Größen	0	1	2	Gesamt
Dampfgehalt x in $[\frac{kg}{kg}]$	-1	-1	-1,00	
Druck p in $[bar]$	14,45	8,7	8	
Temperatur t in $[°C]$	261,65	207,45	199,71	
Enthalpie h in $[\frac{kJ}{kg}]$	2952,92	2852,80	2838,76	
Enthalpie h_s in $[\frac{kJ}{kg}]$		2838,22	2822,62	
Entropie s in $[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$	6,78	6,81	6,82	
$\Delta h_s^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-114,70
$\Delta h^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-100,12
$\Delta h_s^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-15,60
$\Delta h^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-14,04
Δ_h in $[\frac{kJ}{kg}]$				-114,17
Stufenarbeit a in $[\frac{kJ}{kg}]$				-145,20
$\Psi_{h,St}$				-4,11
φ	0,70	0,70	0,70	0,70
c in $[\frac{m}{s}]$	-249,119	512,16	238,56	
α in $[°]$	-41,46	18,79	43,74	

Tabelle 4.2: Ergebnisse für die 1. Stufe

4.2.2 2. Stufe

n dieser Stufe erfolgt der Wechsel in das Naßdampfgebiet. Die Vorgehensweise zur Bestimmung der Punkte 1 und 2 ändert sich. Der Druck wird weiter hin im h-s- Diagramm abgelesen. Danach jedoch wird der Punkt 1 im T-s- Diagramm bestimmt. Hierzu wird die Enthalpie h_i der Druck p_i im T-s- Diagramm eingezeichnet und der Dampfgehalt abgelesen. Die Ermittelung der Temperatur erfolgt dann wieder mit Hilfe des Excel Add-in [7].

Größen	0	1	2	Gesamt
Dampfgehalt x in $[\frac{kg}{kg}]$	-1	0,999890001	0,99	
Druck p in $[bar]$	8,00	4,6	4,25	
Temperatur t in $[°C]$	199,71	148,87	145,96	
Enthalpie h in $[\frac{kJ}{kg}]$	2838,75	2744,00	2729,95	
Enthalpie h_s in $[\frac{kJ}{kg}]$		2730,31	2714,70	
Entropie s in $[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$	6,82	1,83	6,88	
$\Delta h_s^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-108,44
$\Delta h^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-94,75
$\Delta h_s^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-15,60
$\Delta h^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-14,04
Δ_h in $[\frac{kJ}{kg}]$				-108,79
Stufenarbeit a in $[\frac{kJ}{kg}]$				-120,09
$\Psi_{h,St}$				-3,92
φ	0,70	0,70	0,70	0,70
c in $[\frac{m}{s}]$	238,564	496,40	185,24	
α in $[°]$	43,74	19,41	62,92	

Tabelle 4.3: Ergebnisse für die 2. Stufe

4.2.3 3. Stufe

In der dritten Stufe erfolgt die Bestimmung der Punkte 1 und 2 identisch zur zweiten Stufe. Das Gleiche gilt für alle noch folgenden Stufen. Hier die Ergebnisse für die dritte Stufe.

Größen	0	1	2	Gesamt
Dampfgehalt x in $[\frac{kg}{kg}]$	0,9949	0,9655	0,96	
Druck p in $[bar]$	4,25	2,4	2,2	
Temperatur t in $[°C]$	145,96	126,22	123,40	
Enthalpie h in $[\frac{kJ}{kg}]$	2729,96	2639,23	2626,51	
Enthalpie h_s in $[\frac{kJ}{kg}]$		2627,25	2613,11	
Entropie s in $[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$	6,85	6,88	6,88	
$\Delta h_s^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-102,71
$\Delta h^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-90,73
$\Delta h_s^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-14,14
$\Delta h^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-12,72
Δ_h in $[\frac{kJ}{kg}]$				-103,45
Stufenarbeit a in $[\frac{kJ}{kg}]$				-98,57
$\Psi_{h,St}$				-3,73
φ	0,70	0,70	0,70	0,70
c in $[\frac{m}{s}]$	185,244	464,51	209,95	
α in $[°]$	62,92	20,80	51,77	

Tabelle 4.4: Ergebnisse für die 3. Stufe

4.2.4 4. Stufe

Hier die Ergebnisse der vierten Stufe.

Größen	0	1	2	Gesamt
Dampfgehalt x in $[\frac{kg}{kg}]$	0,961671	0,9384	0,93	
Druck p in $[bar]$	2,20	1,019	0,981	
Temperatur t in $[°C]$	123,40	100,28	99,22	
Enthalpie h in $[\frac{kJ}{kg}]$	2626,56	2536,81	2524,22	
Enthalpie h_s in $[\frac{kJ}{kg}]$		2502,88	2488,89	
Entropie s in $[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$	6,88	6,98	6,96	
$\Delta h_s^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-123,69
$\Delta h^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-89,76
$\Delta h_s^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-13,99
$\Delta h^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-12,59
Δ_h in $[\frac{kJ}{kg}]$				-102,35
Stufenarbeit a in $[\frac{kJ}{kg}]$				-92,14
$\Psi_{h,St}$				-3,69
φ	0,70	0,70	0,70	0,70
c in $[\frac{m}{s}]$	207,654	471,84	252,05	
α in $[°]$	52,59	20,46	40,87	

Tabelle 4.5: Ergebnisse für die 4. Stufe

4.2.5 5. Stufe

Hier die Ergebnisse für die fünfte Stufe.

Größen	0	1	2	Gesamt
Dampfgehalt x in $[\frac{kg}{kg}]$	0,9337	0,91733	0,92	
Druck p in $[bar]$	0,98	0,51	0,46	
Temperatur t in $[°C]$	99,22	81,96	79,40	
Enthalpie h in $[\frac{kJ}{kg}]$	2524,34	2455,63	2445,99	
Enthalpie h_s in $[\frac{kJ}{kg}]$		2424,04	2413,33	
Entropie s in $[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$	6,96	7,05	7,07	
$\Delta h_s^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-100,30
$\Delta h^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-68,71
$\Delta h_s^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-10,71
$\Delta h^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-9,64
Δ_h in $[\frac{kJ}{kg}]$				-78,35
Stufenarbeit a in $[\frac{kJ}{kg}]$				-73,58
$\Psi_{h,St}$				-2,82
φ	0,70	0,70	0,70	0,70
c in $[\frac{m}{s}]$	207,654	424,90	229,46	
α in $[°]$	52,59	22,84	45,95	

Tabelle 4.6: Ergebnisse für die 5. Stufe

4.2.6 Die letzte Stufe

Hier die Ergebnisse für die sechste und letzte Stufe.

Größen	0	1	2	Gesamt
Dampfgehalt x in $[\frac{kg}{kg}]$	0,915245	0,89946	0,90	
Druck p in $[bar]$	0,46	0,239	0,2	
Temperatur t in $[°C]$	79,40	64,11	60,21	
Enthalpie h in $[\frac{kJ}{kg}]$	2445,99	2379,66	2370,36	
Enthalpie h_s in $[\frac{kJ}{kg}]$		2343,04	2332,71	
Entropie s in $[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$	7,07	7,15	7,19	
$\Delta h_s^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-102,94
$\Delta h^{'}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-66,32
$\Delta h_s^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-10,34
$\Delta h^{''}$ in $[\frac{kJ}{kg}]$				-9,30
Δ_h in $[\frac{kJ}{kg}]$				-75,63
Stufenarbeit a in $[\frac{kJ}{kg}]$				-88,35
$\Psi_{h,St}$				-2,72
φ	0,70	0,70	0,70	0,70
c in $[\frac{m}{s}]$	229,464	430,47	164,93	
α in $[°]$	45,95	22,53	90,00	

Tabelle 4.7: Ergebnisse für die 6. Stufe

4.3 Auswertung der Berechnung

Wie in der *Tabelle 4.7* abgebildet ist, beträgt der Druck am Ende der Turbine $0,2$ bar und entspricht damit nicht dem gewünschten Ausgangsdruck. Die Berechnung mit einer Regelstufe und sechs regulären Stufen ist somit nicht ausreichend, um die gewünschte Druckdifferenz zu erreichen. Dies ist auch schon im *Kapitel 3.5* ersichtlich, da die genäherte Stufenanzahl $n_{St} = 6,08$ beträgt. Eine Lösungmöglichkeit wäre das Stufengefälle einer der Stufen zu erhöhen, oder eine weitere kleine Stufe zu berechnen, um genau auf den Ausgangsdruck zu kommen.

Die Gesamtstufenarbeit a_T beträgt $-1022,89\frac{kJ}{kg}$. Dieser Wert wird aus der Summe der Stufenarbeit der einzelnen Stufen berechnet. Für die Enthaliekenngröße $\Psi_{h,St}$, die Durchflussgröße φ, Wirkungsgrad η und dem kinemtaischen Reaktionsgrad ϱ_h wurden die Mittelwerte über die Stufen gebildet. Die Ergebnisse sind in *Tabelle 4.8* zu finden.

Stufe	Stufenarbeit a in $[\frac{kJ}{kg}]$	Ψ_{St} in $[-]$	φ_{St} in $[-]$	η_{St} in $[-]$	ϱ_h in $[-]$
R	-404,96	-14,00	0,74	0,92	0,500
1	-145,20	-4,11	0,70	0,88	0,123
2	-120,09	-3,92	0,70	0,88	0,129
3	-98,57	-3,73	0,70	0,89	0,123
4	-92,14	-3,69	0,70	0,74	0,123
5	-73,58	-2,82	0,70	0,71	0,123
6	-88,35	-2,72	0,70	0,67	0,123
Gesamt	-1022,89	-5,00	0,71	0,81	0,178

Tabelle 4.8: Ergebnisse der Berechnung

Mit den errechneten Werten, siehe *Tabelle 4.8*, für die Turbinenarbeit lassen sich, die Turbinenleistung sowie die Wellenleistung, die Leistung an der Kupplung, mit dem angenommenen mechanischen Wirkungsgrad $\eta_m = 0.98$ berechnen. Dazu werden noch folgende Gleichungen benötigt:

$$P = a \cdot \dot{m} \tag{4.13}$$

$$\eta_m = \frac{P}{P_K} \tag{4.14}$$

$$P = a \cdot \dot{m} = -1022,89[\tfrac{kJ}{kg}] \cdot 1,388888889[\tfrac{kg}{s}] = -1,421[MW]$$

$$P_K = P \cdot \eta_m = -1,421[MW] \cdot 0,98 = -1,392[MW]$$

Wie in der *Tabelle 4.8* auch zusehen ist liegt der Gesamtwirkungsgrad der Turbine bei $\eta_T = 0,81$ und die durchschnittliche Enthalpiekennzahl $\Psi_{h,T} = -5$, die durchschnittliche Druchflusszahl $\varphi_T = 0,71$ und der gemittelte kinematische Reaktionsgrad ϱ_h bei$0,178$.

4.4 Weitere Schritte der Auslegung einer Dampfturbine

Die Auslegung der Stufen ist der erste Teil des Gesamtverfahrens zur Auslegung einer Dampfturbine. Es folgen weitere Schritte, die die Auslegung der Abmessungen der Turbine beinhalten. Dazu gehören die Schaufelformen und deren Abmessungen, das Gehäuse mit seinen Zu- und Abströmkanälen, was unter Umständen eine neue Berechnung der Stufen nötig macht, da sich Ein- und Austrittswinkel ändern könnten. Die Auslegung der Stufen ist somit der Grund zur Entstehung einer Dampfturbine und ist nicht vernachlässigbar. Der nächste Schritt in der Auslegung einer Dampfturbine ist die Auslegung des Schaufelgitters, welche auch für jede Stufe separat vorgenommen werden muss. Erst danach beginnt die Auslegung des Gehäuses.

5 Bewertung der Auslegung

In diesem Kapitel wird eine Auswertung der vorhergegangenen Auslegung der Dampfturbine durchgeführt. Es soll eine Zusammenfassung des Auslegungsverfahren sowie deren markanten Größen erfolgen. Im Anschluss daran erfolgt eine Empfehlung und Beurteilung zur Automatisierung dieser Auslegung.

5.1 Zusammenfassung des Auslegungsverfahren

Bei der Auslegung von Dampfturbinen sind mehrere Verfahren möglich. Im aufgezeigten Verfahren in dieser Arbeit wurde als erster Schritt die Enthalpiedifferenz mit Hilfe der gegebenen Eingangsgrößen und der gewünschten Ausgangsgrößen der zukünftigen Turbine berechnet. Der nächste Schritt war die Bestimmung des Stufengefälles Δh_{St}, eine Größe, die von der Geometrie und vielen anderen Werten abhängig ist. Um das Stufengefälle festzulegen, ist es erforderlich, zunächst eine Geometrie auszuwählen. In diesem Beispiel wurde eine Geometrie, welche im Mittelschnitt konstant ist, gewählt, da diese Option die Berechnung erleichterte.

Zur weiteren Bestimmung des Stufengefälles wurde unter angenommenen Strömungsgeschwindigkeiten die Auslegung der letzten Stufe erstellt. Im Laufe der Berechnungen wurde so der mittlere Durchmesser d_m und die Umfangsgeschwindigkeit u, welche in der gesamten Turbine konstant ist, auf Grund der Annahme, dass die Geometrie im Mittelschnit konstant ist, festgelegt. Da das Stufengefälle der Regelstufe höher als das der letzten Stufe ausfällt, und somit die Stufenanzahl nicht allein mit der letzten Stufe ermittelt werden kann, wurde im nächsten Schritt die Regelstufe ausgelegt. Durch die Auslegung dieser beiden Stufen war es möglich, eine vorläufige Stufenanzahl zu ermitteln und damit das durchschnittliche Stufengefälle der Turbine zu bestimmen.

Es folgte die Auslegung der Geschwindigkeitsdreiecke der Turbine, welche die genaue Auslegung ermöglichten. Bei der Berechnung wurden mehrere Annahmen getroffen, welche sich zum Teil auch in der detaillierten Auslegung wiederfinden. Für jede der Turbinenstufen wurde das dazugehörige Geschwindigkeitsdreieck erstellt sowie das Stufengefälle, das Leitradgefälle und das Laufradgefälle. Mit diesen Größen war es möglich, die detaillierte Auslegung der Turbine anzugehen.

Im letzten Schritt der Berechnungen erfolgte die detaillierte Berechnung nach dem zweiten Verfahren aus dem Buch Thermische Turbomaschinen [4] von Walter Traupel. In diesem Schritt wurden die Drücke, die Enthalpien und Temperaturen jeder Stufe ermittelt. Auf Grund von hinzugekommenen Wirkungsgraden, änderten sich bei der Berechnung die Geschwindigkeitsdreiecke.

5.2 Markante Größe der Berechnung

Bei der Berechnung von Dampfturbinen und auch ihrer Auslegung, gibt es einige Größen, die relevant sind. Viele dieser Größen sind miteinander verbunden, siehe *Abbildung 5.1*, und es gilt diese aufeinander abzustimmen für ein bestmöglichstes Resultat.

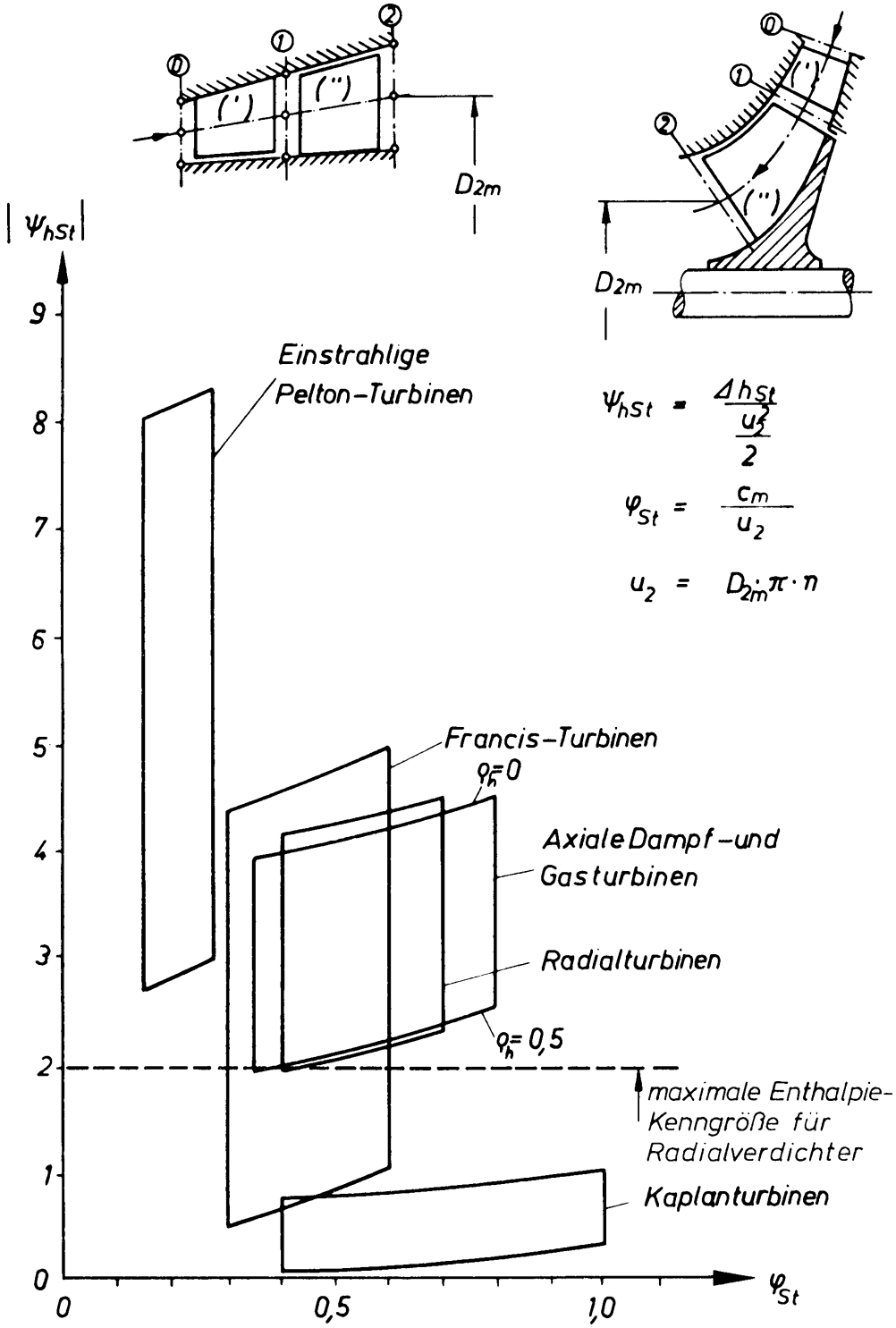


Abbildung 5.1: Kenngrößenbereich für die Auslegung von Turbinenstufen [8]

Die Umfangsgeschwindigkeit u, eine der wichtigsten Größen bei der Auslegung einer Turbine, hängt wiederum von der Drehzahl n und dem mittleren Durchmesser d_m ab. Die Umfangsgeschwindigkeit wirkt sich auf die Durchflusszahl φ_{St} sowie auf die Enthalpiekenngröße $\Psi_{h,St}$ aus. Diese zwei Größen wiederum haben einen Einfluss auf das Stufengefälle Δh_{St} und die meridionale Geschwindigkeit c_m. Diese Abhängigkeit der Größen untereinander zeigt, dass es immer mehrere Möglichkeiten, gibt eine Turbinenstufe auszulegen.

Eine weitere wichtige Größe bei der Auslegung spielt der Winkel α_i. In den *Gleichungen (3.14)*, *(3.16)* und *(3.20)* ist dies erkennbar. Der Winkel spielt eine sehr wichtige Rolle am Turbinenaustritt, hier sollte eine möglichst drallfreie Abströmung erfolgen. Dies kann nur bei einem Winkel α_2 der letzten Stufe von möglichst genau 90° realisiert werden. Ist dies nicht zu realisieren, ist ein zusätzliches Leitrad in Form eines Umlenkgitters vorzusehen.

Elementare Größen der Berechnung stellen die Strömungsgeschwindigkeiten c_i und w_i jeder Stufe da. Mit diesen Geschwindigkeiten werden zum größten Teil die Stufengefälle der Lauf- und Leiträder berechnet, wenn diese nicht vorgegeben sind.

Zur Berechnung der einzelnen Drücke und Temperaturen spielt der Wirkungsgrad η_i eine wichtige Rolle. Anhand diesen Wirkungsgrades werden die totalen Enthalpiedifferenzen der Stufen berechnet und haben somit einen direkten Einfluss auf den jeweiligen Druck und die dazugehörige Temperatur des Abschnittes.

5.3 Die Automatisierung der Auslegung

Es ist zu sagen, dass eine Automatisierung, also die Auslegung einer Dampfturbine, möglich ist. Jedoch sollte vorher der Umfang des Programms festgelegt werden, das bedeutet, dass die Eingangsparameter begrenzt werden sollten, da es sehr viele verschiedene Verfahren zur Auslegung einer Dampfturbine gibt und nicht alle in einem Programm berücksichtigt werden können. In der *Abbildung 5.2* wird beispielhaft ein Flussdiagramm der Vorgehensweise dieser Arbeit dargestellt. Eine der Voraussetzungen zur Erstellung eines Programms zur Auslegung von Dampfturbinen ist eine Berechnung des Drucks anhand der totalen Stufengefälle. Die Funktion zur Berechnung der Temperatur ist zum Beispiel für Matlab bereits vorhanden. Um die Geschwindigkeitsdreiecke und somit die Stufengefälle zu optimieren, ist es empfehlenswert die Winkel α_i variabel zu gestalten. Das Gleiche gilt auch für die Auswahl der Enthalpiekennzahlen $\Psi_{h,St,i}$, der Umfangsgeschwindigkeit u und des mittleren Durchmessers d_m. Diese variable Gestaltung würde eine weitgehend optimierbare Auslegung einer Dampfturbine ermöglichen und wäre somit ideal, da der Nutzer sehen kann wie sich das Ändern der Größen auf die Auslegung auswirkt.

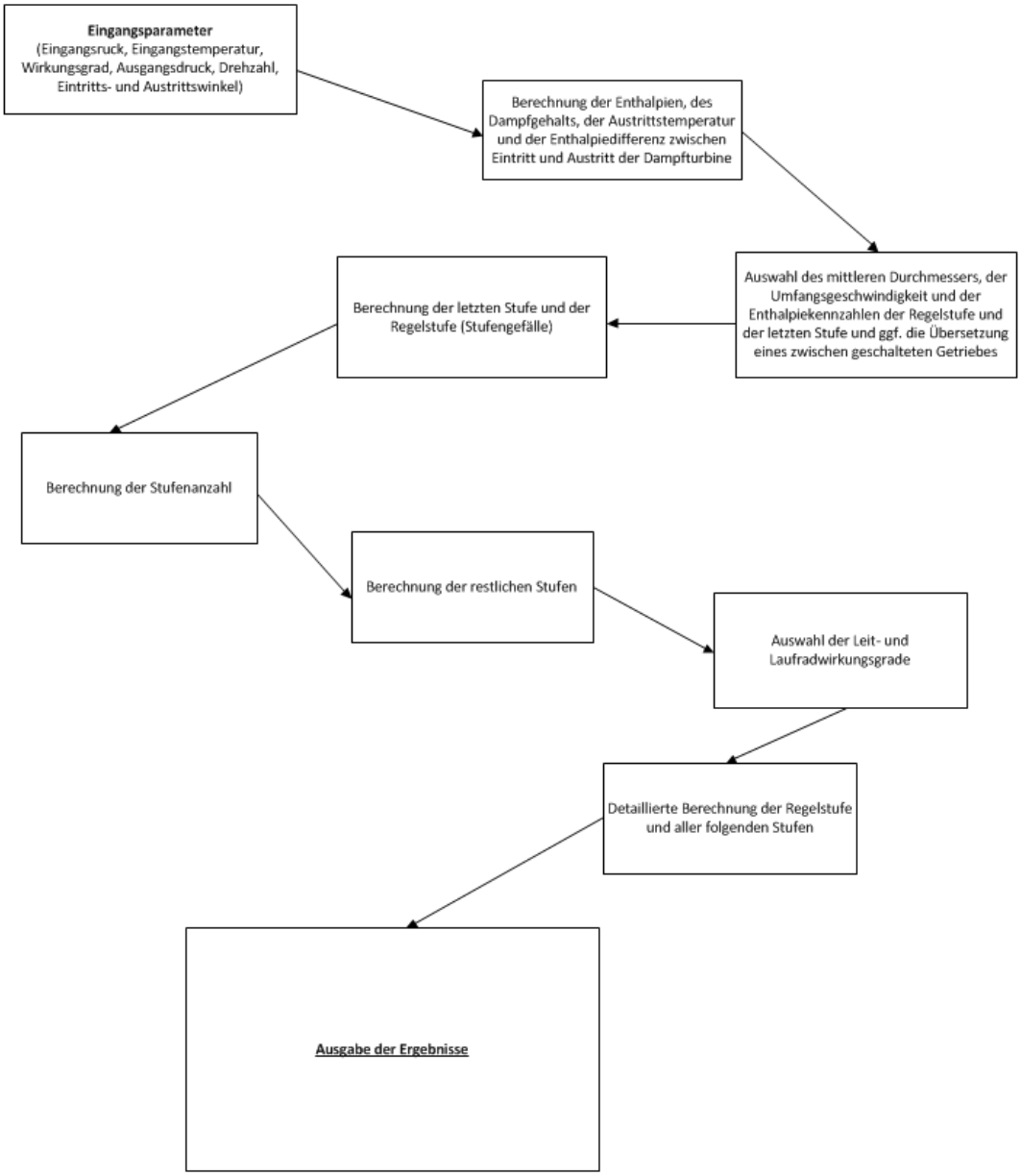


Abbildung 5.2: Flussdiagramm für eine mögliche Automatisierung

6 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit war es, einen Teil der Auslegung einer Dampfturbine durchzuführen. Hierbei wurde vom Gesamtverfahren der erste Schritt, die Festlegung der Stufenanzahl sowie die Berechnung der Stufen im Mittelschnitt, durchgeführt. Weiterer Bestandteil dieser Arbeit war es, den Zusammenhang zum Gesamtverfahren und die Möglichkeiten der Automatisierung aufzuzeigen.

Im ersten Teil dieser Arbeit wurde ein kurzer Überblick über die wichtigsten Arten und Bauformen von Dampfturbinen gegeben. Mit Hilfe der ersten Erkenntnisse aus diesem Abschnitt der Arbeit, wurden die ersten Annahmen in Bezug auf die Bauform der Dampfturbine und somit für die Auslegung eben dieser gemacht.

Im zweiten Teil der Arbeit wurde mit der Auslegung begonnen. Dazu wurden alle wichtigen fehlenden Größen wie die Austittsentropie s_A, die Enthalpiedifferenz δh berechnet. Auf Grund dieser Ergebnisse und einer Auswahl für die Geometrie der Dampfturbine konnten erste Abschätzungen für die Stufenkenngrößen gemacht werden. Mit diesen Abschätzungen wurde anschließend die Umfangsgeschwindigkeit u und ein mögliches Stufengefälle Δh_{St} ausgewählt. Diese dienten zur Orientierung für die weitere Auslegung.

Die erste Stufe die berechnet wurde, war die letzte Stufe. Dies wurde gemacht, da das Stufengefälle der letzten Stufe eher dem der ersten regulären Stufe entspricht als das Stufengefälle der Regelstufe. Für die letzte Stufe wurde eine Strömungsgeschwindigkeit c_1 in Abhängigkeit von der Schallgeschwindigkeit angenommen. Die erste Stufe wurde ausgeschlossen für die Auslegung, da vor ihr die Regelstufe kommt. Das hat zur Folge, dass die wichtigen Größen zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit der Schallgeschwindigkeit der ersten Stufe nicht vorhanden sind. Da der Massenstrom für die Dampfturbine gegeben war, war es möglich die Querschnittsfläche der Turbine in der letzten Stufe zu berstimmen. Anhand der Querschnittsfläche wurde ein mittlerer Durchmesser d_m, der für die ganze Dampfturbine gelten sollte, da die Geometrie der Dampfturbine im Mittelschnitt konstant sein sollte, gewählt. Mit diesem Durchmesser wurde die endgültige Umfangsgeschwindigkeit, die Übersetzung und die vorläufigen Geschwindigkeitsdreiecke berechnet. Anschließend wurden die Geschwindigkeitsdreiecke der restlichen Stufen, angefangen bei der Regelstufe, bestimmt.

Nach der ersten allgemeinen Auslegung der Turbine wurde diese nun erneut berechnet, diesmal jedoch mit dem Einfluss der Wirkungsgrade. Dies war notwendig, um die Drücke und Temperaturen sowie die Enthalpien und Entropien der Stufen zu bestimmen, die Berechnungen der einzelnen Stufen befinden sich im Anhang.

Im dritten Teil dieser Arbeit wurde das weitere Vorgehen nach der Auslegung der Stufen, die für das Gesamtverfahren der Auslegung der Dampfturbine notwendig sind, aufgezeigt. Am Beispiel dieser Arbeit wurde die Möglichkeit einer Automatisierung der Stufenauslegung dargestellt. Des Weiteren wurde die Reihenfolge beim Vorgehen einer Automatisierung beschrieben und mit einigen Hinweisen versehen.

7 Anlagen

7.1 Berechnung der Regelstufe

Die Regelstufe						
1. Feste Größen für alle Stufen						
Massenstrom	5000	[kg/h]	1,389	[kg/s]		
R	0,4612526	[kJ/kgK]	461,253	[J/kgK]		
u	235,62	[m/s]				
d_m	0,25	[m]	250	[mm]		
2. Eingangsgrößen						
Druck	67	[bar]	6,7	[MPa]		
Temperatur	470	[°C]	743	[K]		
Enthalpie	3341,54	[kJ/kg]	3341539,05	[J/kg]		
Entropie	6,73	[kJ/kgK]	6726,77	[J/kgK]		
ρ	20,84	[kg/m³]				
cp	2,45	[kJ/kgK]	2449,29	[J/kgK]		
Machzahl	0,98	[-]				
x	-1	[kg/kg]				
κ	1,2800274	[-]				
3. Eintritt Leitrad "0"						
c_0	180,81	[m/s]				
A_0	0,00037	[m²]	368,64	[mm²]		
Winkel α_0	90	[°]	1,57079633	[rad]		
Winkel β_0	37,5019001	[°]				
c_u0	0,00	[m/s]				
c_m0	180,81	[m/s]				
w_u0	235,62	[m/s]				
w_0	297,00	[m/s]				
4. Austritt Leitrad Eintritt Laufrad "1"						
Winkel α_1	16,17	[°]	0,28229722	[rad]		
Winkel β_1	-24,999	[°]				
c_1 (a*M)	649,082	[m/s]				
c_u1	623,39	[m/s]				
c_m1	180,81	[m/s]				
w_u1	-387,77	[m/s]				
w_1	427,85	[m/s]				
5. Leitradgrößen						
Δh'	-194307,56	[J/kg]	-194,31	[kJ/kg]	η_LE	0,9
Δh's	-217713,523	[J/kg]	-217,71	[kJ/kg]		
h_1s	3123825,53	[J/kg]	3123,83	[kJ/kg]		
h_1	3147231,5	[J/kg]	3147,23	[kJ/kg]		
Entropie s	6,73339138					
p1_start	34,5	[bar]	3,45	[MPa]	*(Abgelesen aus h-s- Diagramm anhand h_1(Y_Le))*	
T1_start	367,39	[°C]	640,39	[K]		
h_überprüfung	*3147,23064*	[kJ/kg]				
T1 (berechnet)	640,394584	[K]			*(Berechnet mit Hilfe des Excel add ins über h_1Le)*	
6. Laufrad						
Winkel α_2	-41,46	[°]	-0,72	[rad]	ϕ2	0,7
Winkel β_2	21,33	[°]	0,37	[rad]	ρ_h	0,5
c_2	-249,12	[m/s]				
c_u2	-186,70	[m/s]				
c_m2	164,93	[m/s]				
w_u2	422,32	[m/s]				
w_2	453,384	[m/s]				
7. Laufradgrößen						
Δh"	-194307,56	[J/kg]	-194,31	[kJ/kg]		
Δh"s	-205727,41	[J/kg]	-205,73	[kJ/kg]		
Δh	-388615,12	[J/kg]	-388,62	[kJ/kg]		
Δhs	-423440,93	[J/kg]	-423,44	[kJ/kg]		
h_2s	2918098,12	[J/kg]	2918,10	[kJ/kg]		
h_2	2952923,94	[J/kg]	2952,92	[kJ/kg]		
Entropie	6,78					
p2_start	14,45	[bar]	1,45	[MPa]		
T2_start	261,646181	[°C]	534,65	[K]		
h_überprüfung	*2952,92*	[kJ/kg]				
T2 (berechnet)	534,646181	[K]				
8. Wichtige Werte der Regelstufe						
Ψ_st	-14,00					
a_R	404960,74	[J/kg]	404,960744	[kJ/kg]		
ϕ0	0,77					
ϕ1	0,77					
ϕ2	0,70					
ϕSt	0,74					
Δh_R	-388615,12	[J/kg]	-388,62	[kJ/kg]		
Daraus folgen die Startwerte für die 1 Stufe:						
c_0	-249,12	[m/s]				
T_0	261,65	[°C]	534,65	[K]		
p_0	14,45	[bar]	1,445	[MPa]		
h_0	2952923,94	[J/kg]	2952,92	[kJ/kg]		
Winkel α_0	-41,46	[°]				

Abbildung 7.1: Berechnung der Regelstufe

7.2 Berechnung der 1. Stufe

Die 1. Stufe						
1. Feste Größen für alle Stufen						
Massenstron	5000	[kg/h]	1,389	[kg/s]		
R	0,4612526	[kJ/kgK]	461,253	[J/kgK]		
u	235,62	[m/s]				
d_m	0,25	[m]	250	[mm]		
2. Eingangsgrößen						
Druck	14,45	[bar]	1,445	[MPa]		
Temperatur	261,65	[°C]	534,646181	[K]		
Enthalpie	2952,92	[kJ/kg]	2952921,25	[J/kg]		
Entropie	6,78	[kJ/kgK]	6782,22	[J/kgK]		
ρ	6,16	[kg/m³]				
cp	2,31	[kJ/kgK]	2307,52	[J/kgK]		
Machzahl	0,98	[-]				
x	-1	[kg/kg]				
κ		[-]				
3.Leitrad Eintritt"1"						
Winkel α_0	-41,46	[°]	-0,72357787	[rad]		
Winkel β_0	21,333	[°]				
c_0	-249,119	[m/s]				
c_u0	-186,70	[m/s]				
c_m0	164,934	[m/s]				
w_u0	422,32	[m/s]				
w_0	453,38	[m/s]				
4. Austritt Leitrad Eintritt Laufrad "1"						
Winkel α_1	18,79	[°]	0,32787957	[rad]	rho_h	0,123
Winkel β_1	-41,46	[°]	-0,58456069	[rad]	phi_1	0,7
c_1	512,159683	[m/s]				
c_u1	484,88	[m/s]				
c_m1	164,934	[m/s]				
w_u1	-249,26	[m/s]				
w_1	298,88	[m/s]				
5. Leitradgrößen						
Δh'	-100123,74	[J/kg]	-100,12	[kJ/kg]	η_LE	0,9
Δh's	-114696,384	[J/kg]	-114,70	[kJ/kg]		
h_1s	2838224,86	[J/kg]	2838,22	[kJ/kg]		
h_1	2852797,51	[J/kg]	2852,80	[kJ/kg]		
s1	6807,94205	[J/kgK]	6,81	[kJ/kgK]		
x	-1					
p1_start	8,7	[bar]	0,87	[MPa]	(Abgelesen aus h-s- Diagramm anhand h_1(Y_Le))	
T1_start	207,45	[°C]	480,45	[K]		
h_überprüfu	2852,79	[kJ/kg]				
T1 (berechne	480,45114	[K]			(Berechnet mit Hilfe des Excel add ins über h_1Le)	
6. Laufrad						
Winkel α_2	43,74	[°]	0,76	[rad]	ϕ2	0,7
Winkel β_2	69,02	[°]	1,20	[rad]	ρ_h	0,5
c_2	238,56	[m/s]				
c_u2	172,36	[m/s]				
c_m2	164,93	[m/s]				
w_u2	63,26	[m/s]				
w_2	176,648	[m/s]				
7. Laufradgrößen						
Δh''	-14042,44	[J/kg]	-14,04	[kJ/kg]		
Δh''s	-15602,71	[J/kg]	-15,60	[kJ/kg]		
Δh	-114166,18	[J/kg]	-114,17	[kJ/kg]		
Δhs	-130299,10	[J/kg]	-130,30	[kJ/kg]		
h_2s	2822622,15	[J/kg]	2822,62	[kJ/kg]		
h_2	2838755,06	[J/kg]	2838,76	[kJ/kg]		
s2	6815,45	[J/kgK]	6,82	[kJ/kgK]		
x	-1,00					
p2_start	8	[bar]	0,80	[MPa]		
T2_start	199,705701	[°C]	472,71	[K]		
h_überprüfu	2838,75	[kJ/kg]				
T2 (berechne	472,705701	[K]				
8. Wichtige Werte der 1. Stufe						
Ψ_st	-4,11					
a_1	-145195,71	[J/kg]	-145,195711	[kJ/kg]		
ϕ0	0,70					
ϕ1	0,70					
ϕ2	0,70					
ϕSt	0,70					
Δh_1	-114166,18	[J/kg]	-114,17	[kJ/kg]		
Daraus folgen die Startwerte für die 2 Stufe:						
c_0	238,56	[m/s]				
T_0	199,71	[°C]	472,71	[K]		
p_0	8,00	[bar]	0,8	[MPa]		
h_0	2838755,06	[J/kg]	2838,76	[kJ/kg]		
Winkel α_0	43,74	[°]				

Abbildung 7.2: Berechnung der 1. Stufe

7.3 Berechnung der 2. Stufe

Die 2. Stufe						
1. Feste Größen für alle Stufen						
Massenstron	5000	[kg/h]	1,389	[kg/s]		
R	0,4612526	[kJ/kgK]	461,253	[J/kgK]		
u	235,62	[m/s]				
d_m	0,25	[m]	250	[mm]		
2. Eingangsgrößen						
Druck	8,00	[bar]	0,8	[MPa]		
Temperatur	199,71	[°C]	472,705701	[K]		
Enthalpie	2838,75	[kJ/kg]	2838746,66	[J/kg]		
Entropie	6,82	[kJ/kgK]	6815,45	[J/kgK]		
ρ	3,84	[kg/m³]				
cp	2,31	[kJ/kgK]	2305,27	[J/kgK]		
Machzahl	0,98	[-]				
x	-1	[kg/kg]				
κ		[-]				
3.Leitrad Eintritt"1"						
Winkel α_0	43,74	[°]	0,76337092	[rad]		
Winkel β_0	69,017	[°]				
c_0	238,564	[m/s]				
c_u0	172,36	[m/s]				
c_m0	164,934	[m/s]				
w_u0	63,26	[m/s]				
w_0	176,65	[m/s]				
4. Austritt Leitrad Eintritt Laufrad "1"						
Winkel α_1	19,41	[°]	0,33869807	[rad]	rho_h	0,123
Winkel β_1	-35,34	[°]	-0,61684071	[rad]	phi_1	0,7
c_1	496,40	[m/s]				
c_u1	468,20	[m/s]				
c_m1	164,934	[m/s]				
w_u1	-232,58	[m/s]				
w_1	285,13	[m/s]				
5. Leitradgrößen						
Δh'	-94750,67	[J/kg]	-94,75	[kJ/kg]	η_LE	0,9
Δh's	-108440,3509	[J/kg]	-108,44	[kJ/kg]		
h_1s	2730306,314	[J/kg]	2730,31	[kJ/kg]		
h_1	2743995,994	[J/kg]	2744,00	[kJ/kg]		
s1	1828,924798	[J/kgK]	1,83	[kJ/kgK]		
x	0,999890001					
p1_start	4,6	[bar]	0,46	[MPa]	*(Abgelesen aus h-s- Diagramm anhand h_1(Y_Le))*	
T1_start	148,87	[°C]	421,87	[K]		
h_überprüfu	*2744,14*	[kJ/kg]				
T1 (berechne	421,8707693	[K]			*(Berechnet mit Hilfe des Excel add ins über h_1Le)*	
6. Laufrad						
Winkel α_2	62,92	[°]	1,10	[rad]	ϕ2	0,7
Winkel β_2	47,47	[°]	0,83	[rad]	ρ_h	0,5
c_2	185,24	[m/s]				
c_u2	84,33	[m/s]				
c_m2	164,93	[m/s]				
w_u2	151,29	[m/s]				
w_2	223,8105212	[m/s]				
7. Laufradgrößen						
Δh''	-14042,44	[J/kg]	-14,04	[kJ/kg]		
Δh''s	-15602,71	[J/kg]	-15,60	[kJ/kg]		
Δh	-108793,11	[J/kg]	-108,79	[kJ/kg]		
Δhs	-124043,06	[J/kg]	-124,04	[kJ/kg]		
h_2s	2714703,60	[J/kg]	2714,70	[kJ/kg]		
h_2	2729953,55	[J/kg]	2729,95	[kJ/kg]		
s2	6875,11	[J/kgK]	6,88	[kJ/kgK]		
x	0,994900000					
p2_start	4,25	[bar]	0,425	[MPa]		
T2_start	145,96	[°C]	418,96	[K]		
h_überprüfu	*2729,96*	[kJ/kg]				
T2 (berechne	418,9610969	[K]				
8. Wichtige Werte der 1. Stufe						
Ψ_st	-3,92					
a_2	-120091,97	[J/kg]	-120,091972	[kJ/kg]		
ϕ0	0,70					
ϕ1	0,70					
ϕ2	0,70					
ϕSt	0,70					
Δh_2	-108793,11	[J/kg]	-108,79	[kJ/kg]		
Daraus folgen die Startwerte für die 3 Stufe:						
c_0	185,24	[m/s]				
T_0	145,96	[°C]	418,96	[K]		
p_0	4,25	[bar]	0,425	[MPa]		
h_0	2729953,55	[J/kg]	2729,95	[kJ/kg]		
Winkel α_0	62,92	[°]				

Abbildung 7.3: Berechnung der 2. Stufe

7.4 Berechnung der 3. Stufe

Die 3. Stufe						
1. Feste Größen für alle Stufen						
Massenstron	5000	[kg/h]	1,389	[kg/s]		
R	0,4612526	[kJ/kgK]	461,253	[J/kgK]		
u	235,62	[m/s]				
d_m	0,25	[m]	250	[mm]		
2. Eingangsgrößen						
Druck	4,25	[bar]	0,425	[MPa]		
Temperatur	145,96	[°C]	418,961097	[K]		
Enthalpie	2729,96	[kJ/kg]	2729960,17	[J/kg]		
Entropie	6,85	[kJ/kgK]	6849,23	[J/kgK]		
ρ	2,30	[kg/m³]				
cp	-1,00	[kJ/kgK]	-1000,00	[J/kgK]		
Machzahl	0,98	[-]				
x	0,9949	[kg/kg]				
κ		[-]				
3.Leitrad Eintritt"1"						
Winkel α_0	62,92	[°]	1,09814152	[rad]		
Winkel β_0	47,471	[°]				
c_0	185,244	[m/s]				
c_u0	84,33	[m/s]				
c_m0	164,934	[m/s]				
w_u0	151,29	[m/s]				
w_0	223,81	[m/s]				
4. Austritt Leitrad Eintritt Laufrad "1"						
Winkel α_1	20,80	[°]	0,36298959	[rad]	rho_h	0,123
Winkel β_1	-39,71	[°]	-0,6929978	[rad]	phi_1	0,7
c_1	464,51	[m/s]				
c_u1	434,24	[m/s]				
c_m1	164,934	[m/s]				
w_u1	-198,62	[m/s]				
w_1	258,17	[m/s]				
5. Leitradgrößen						
Δh'	-90727,38	[J/kg]	-90,73	[kJ/kg]	η_LE	0,9
Δh's	-102714,601	[J/kg]	-102,71	[kJ/kg]		
h_1s	2627245,57	[J/kg]	2627,25	[kJ/kg]		
h_1	2639232,79	[J/kg]	2639,23	[kJ/kg]		
s1	0,0068772	[J/kgK]	6,88	[kJ/kgK]		
x	0,9655					
p1_start	2,4	[bar]	0,24	[MPa]	(Abgelesen aus h-s- Diagramm anhand h_1(Y_Le))	
T1_start	126,22	[°C]	399,22	[K]		
h_überprüfu	2639,24	[kJ/kg]				
T1 (berechne	399,223678	[K]			(Berechnet mit Hilfe des Excel add ins über h_1Le)	
6. Laufrad						
Winkel α_2	51,77	[°]	0,90	[rad]	ϕ2	0,7
Winkel β_2	57,34	[°]	1,00	[rad]	ρ_h	0,5
c_2	209,95	[m/s]				
c_u2	129,91	[m/s]				
c_m2	164,93	[m/s]				
w_u2	105,71	[m/s]				
w_2	195,901325	[m/s]				
7. Laufradgrößen						
Δh''	-12724,59	[J/kg]	-12,72	[kJ/kg]		
Δh''s	-14138,44	[J/kg]	-14,14	[kJ/kg]		
Δh	-103451,97	[J/kg]	-103,45	[kJ/kg]		
Δhs	-116853,04	[J/kg]	-116,85	[kJ/kg]		
h_2s	2613107,14	[J/kg]	2613,11	[kJ/kg]		
h_2	2626508,20	[J/kg]	2626,51	[kJ/kgK]		
s2	6883,01	[J/kgK]	6,88	[kJ/kgK]		
x	0,96167					
p2_start	2,2	[bar]	0,22	[MPa]		
T2_start	123,401364	[°C]	396,40	[K]		
h_überprüfu	2626,56	[kJ/kg]				
T2 (berechne	396,401364	[K]				
8. Wichtige Werte der 1. Stufe						
Ψ_st	-3,73					
a_3	-98569,34	[J/kg]	-98,5693442	[kJ/kg]		
ϕ0	0,70					
ϕ1	0,70					
ϕ2	0,70					
ϕSt	0,70					
Δh_3	-103451,97	[J/kg]	-103,45	[kJ/kg]		
Daraus folgen die Startwerte für die 3 Stufe:						
c_0	209,95	[m/s]				
T_0	123,40	[°C]	396,40	[K]		
x_0	0,96					
p_0	2,2000	[bar]	0,22	[MPa]		
h_0	2626508,20	[J/kg]	2626,51	[kJ/kg]		
Winkel α_0	51,77	[°]				

Abbildung 7.4: Berechnung der 3. Stufe

7.5 Berechnung der 4. Stufe

Die 4. Stufe						
1. Feste Größen für alle Stufen						
Massenstron	5000	[kg/h]	1,389	[kg/s]		
R	0,4612526	[kJ/kgK]	461,253	[J/kgK]		
u	235,62	[m/s]				
d_m	0,25	[m]	250	[mm]		
2. Eingangsgrößen						
Druck	2,2000	[bar]	0,22	[MPa]		
Temperatur	123,40	[°C]	396,401364	[K]		
Enthalpie	2626,56	[kJ/kg]	2626562,8	[J/kg]		
Entropie	6,88	[kJ/kgK]	6883,01	[J/kgK]		
ρ	1,28	[kg/m³]				
cp	4,25	[kJ/kgK]	4252,10	[J/kgK]		
Machzahl	0,98	[-]				
x	0,96167	[kg/kg]				
κ		[-]				
3.Leitrad Eintritt"1"						
Winkel α_0	52,59	[°]	0,9178094	[rad]		
Winkel β_0	56,430	[°]				
c_0	207,654	[m/s]				
c_u0	126,16	[m/s]				
c_m0	164,934	[m/s]				
w_u0	109,46	[m/s]				
w_0	197,95	[m/s]				
4. Austritt Leitrad Eintritt Laufrad "1"						
Winkel α_1	20,46	[°]	0,35709436	[rad]	rho_h	0,123
Winkel β_1	-38,62	[°]	-0,6740574	[rad]	phi_1	0,7
c_1	471,842113	[m/s]				
c_u1	442,08	[m/s]				
c_m1	164,934	[m/s]				
w_u1	-206,46	[m/s]				
w_1	264,25	[m/s]				
5. Leitradgrößen						
Δh'	-89757,37	[J/kg]	-89,76	[kJ/kg]	η_LE	0,9
Δh's	-123686,1	[J/kg]	-123,69	[kJ/kg]		
h_1s	2502876,7	[J/kg]	2502,88	[kJ/kg]		
h_1	2536805,43	[J/kg]	2536,81	[kJ/kg]		
s1	6980,17607	[J/kgK]	6,98	[kJ/kgK]		
x	0,9384					
p1_start	1,019	[bar]	0,10	[MPa]	*(Abgelesen aus h-s- Diagramm anhand h_1(Y_Le))*	
T1_start	100,28	[°C]	373,28	[K]		
h_überprüfu	*2536,80*	[kJ/kg]				
T1 (berechne	373,282924	[K]			*(Berechnet mit Hilfe des Excel add ins über h_1Le)*	
6. Laufrad						
Winkel α_2	40,87	[°]	0,71	[rad]	ϕ2	0,7
Winkel β_2	74,73	[°]	1,30	[rad]	ρ_h	0,5
c_2	252,05	[m/s]				
c_u2	190,60	[m/s]				
c_m2	164,93	[m/s]				
w_u2	45,02	[m/s]				
w_2	158,670	[m/s]				
7. Laufradgrößen						
Δh''	-12588,55	[J/kg]	-12,59	[kJ/kg]		
Δh''s	-13987,28	[J/kg]	-13,99	[kJ/kg]		
Δh	-102345,92	[J/kg]	-102,35	[kJ/kg]		
Δhs	-137673,38	[J/kg]	-137,67	[kJ/kg]		
h_2s	2488889,43	[J/kg]	2488,89	[kJ/kg]		
h_2	2524216,89	[J/kg]	2524,22	[kJ/kg]		
s2	6962,89	[J/kgK]	6,96	[kJ/kgK]		
x	0,933700					
p2_start	0,98100	[bar]	0,10	[MPa]		
T2_start	99,220555	[°C]	372,22	[K]		
h_überprüfu	*2524,34*	[kJ/kg]				
T2 (berechne	372,220555	[K]				
8. Wichtige Werte der 1. Stufe						
Ψ_st	-3,69					
a_4	-92140,94	[J/kg]	-92,1409414	[kJ/kg]		
ϕ0	0,70					
ϕ1	0,70					
ϕ2	0,70					
ϕSt	0,70					
Δh_4	-102345,92	[J/kg]	-102,35	[kJ/kg]		
Daraus folgen die Startwerte für die 1 Stufe:						
c_0	252,05	[m/s]				
T_0	99,22	[°C]	372,22	[K]		
p_0	0,98100	[bar]	0,0981	[MPa]		
x_0	0,933700					
h_0	2524216,89	[J/kg]	2524,22	[kJ/kg]		
Winkel α_0	40,87	[°]				

Abbildung 7.5: Berechnung der 4. Stufe

7.6 Berechnung der 5. Stufe

Die 5. Stufe						
1. Feste Größen für alle Stufen						
Massenstron	5000	[kg/h]	1,389	[kg/s]		
R	0,4612526	[kJ/kgK]	461,253	[J/kgK]		
u	235,62	[m/s]				
d_m	0,25	[m]	250	[mm]		
2. Eingangsgrößen						
Druck	0,9810	[bar]	0,0981	[MPa]		
Temperatur	99,22	[°C]	372,220555	[K]		
Enthalpie	2524,34	[kJ/kg]	2524336,06	[J/kg]		
Entropie	6,96	[kJ/kgK]	6962,89	[J/kgK]		
ρ	0,62	[kg/m³]				
cp	4,22	[kJ/kgK]	4215,48	[J/kgK]		
Machzahl	0,98	[-]				
x	0,933700	[kg/kg]				
κ		[-]				
3.Leitrad Eintritt"1"						
Winkel α_0	52,59	[°]	0,9178094	[rad]		
Winkel β_0	56,430	[°]				
c_0	207,654	[m/s]				
c_u0	126,16	[m/s]				
c_m0	164,934	[m/s]				
w_u0	109,46	[m/s]				
w_0	197,95	[m/s]				
4. Austritt Leitrad Eintritt Laufrad "1"						
Winkel α_1	22,84	[°]	0,39864512	[rad]	rho_h	0,123
Winkel β_1	-46,60	[°]	-0,81334392	[rad]	phi_1	0,7
c_1	424,901399	[m/s]				
c_u1	391,58	[m/s]				
c_m1	164,934	[m/s]				
w_u1	-155,96	[m/s]				
w_1	227,00	[m/s]				
5. Leitradgrößen						
Δh'	-68710,48	[J/kg]	-68,71	[kJ/kg]	η_LE	0,9
Δh's	-100300,666	[J/kg]	-100,30	[kJ/kg]		
h_1s	2424035,39	[J/kg]	2424,04	[kJ/kg]		
h_1	2455625,58	[J/kg]	2455,63	[kJ/kg]		
s1	7049,75612	[J/kgK]	7,05	[kJ/kgK]		
x	0,91733					
p1_start	0,51	[bar]	0,05	[MPa]	*(Abgelesen aus h-s- Diagramm anhand h_1(Y_Le))*	
T1_start	81,96	[°C]	354,96	[K]		
h_überprüfu	*2455,61*	[kJ/kg]				
T1 (berechne	354,960768	[K]			*(Berechnet mit Hilfe des Excel add ins über h_1Le)*	
6. Laufrad						
Winkel α_2	45,95	[°]	0,80	[rad]	ϕ2	0,7
Winkel β_2	65,24	[°]	1,14	[rad]	ρ_h	0,5
c_2	229,46	[m/s]				
c_u2	159,53	[m/s]				
c_m2	164,93	[m/s]				
w_u2	76,09	[m/s]				
w_2	146,335	[m/s]				
7. Laufradgrößen						
Δh''	-9636,70	[J/kg]	-9,64	[kJ/kg]		
Δh''s	-10707,45	[J/kg]	-10,71	[kJ/kg]		
Δh	-78347,18	[J/kg]	-78,35	[kJ/kg]		
Δhs	-111008,11	[J/kg]	-111,01	[kJ/kg]		
h_2s	2413327,94	[J/kg]	2413,33	[kJ/kg]		
h_2	2445988,88	[J/kg]	2445,99	[kJ/kg]		
s2	7065,77	[J/kgK]	7,07	[kJ/kgK]		
x	0,91525					
p2_start	0,46	[bar]	0,05	[MPa]		
T2_start	79,403733	[°C]	352,40	[K]		
h_überprüfu	*2445,99*	[kJ/kg]				
T2 (berechne	352,403733	[K]				
8. Wichtige Werte der 1. Stufe						
Ψ_st	-2,82					
a_5	-73580,40	[J/kg]	-73,580403	[kJ/kg]		
ϕ0	0,70					
ϕ1	0,70					
ϕ2	0,70					
ϕSt	0,70					
Δh_5	-78347,18	[J/kg]	-78,35	[kJ/kg]		
Daraus folgen die Startwerte für die 1 Stufe:						
c_0	229,46	[m/s]				
T_0	79,40	[°C]	352,40	[K]		
p_0	0,46	[bar]	0,046	[MPa]		
x_0	0,92					
h_0	2445988,88	[J/kg]	2445,99	[kJ/kg]		
Winkel α_0	45,95	[°]				

Abbildung 7.6: Berechnung der 5. Stufe

7.7 Berechnung der 6. Stufe

Die 6. Stufe						
1. Feste Größen für alle Stufen						
Massenstron	5000	[kg/h]	1,389	[kg/s]		
R	0,4612526	[kJ/kgK]	461,253	[J/kgK]		
u	235,62	[m/s]				
d_m	0,25	[m]	250	[mm]		
2. Eingangsgrößen						
Druck	0,46000	[bar]	0,046	[MPa]		
Temperatur	79,40	[°C]	352,403733	[K]		
Enthalpie	2445,99	[kJ/kg]	2445985,36	[J/kg]		
Entropie	7,07	[kJ/kgK]	7065,77	[J/kgK]		
ρ	0,31	[kg/m³]				
cp	4,20	[kJ/kgK]	4195,01	[J/kgK]		
Machzahl	0,98	[-]				
x	0,915245	[kg/kg]				
κ		[-]				
3.Leitrad Eintritt"1"						
Winkel α_0	45,95	[°]	0,80204438	[rad]		
Winkel β_0	65,235	[°]				
c_0	229,464	[m/s]				
c_u0	159,53	[m/s]				
c_m0	164,934	[m/s]				
w_u0	76,09	[m/s]				
w_0	181,64	[m/s]				
4. Austritt Leitrad Eintritt Laufrad "1"						
Winkel α_1	22,53	[°]	0,39320693	[rad]	rho_h	0,123
Winkel β_1	-45,52	[°]	-0,79438875	[rad]	phi_1	0,7
c_1	430,465592	[m/s]				
c_u1	397,61	[m/s]				
c_m1	164,934	[m/s]				
w_u1	-161,99	[m/s]				
w_1	231,18	[m/s]				
5. Leitradgrößen						
Δh'	-66323,41	[J/kg]	-66,32	[kJ/kg]	η_LE	0,9
Δh's	-102944,792	[J/kg]	-102,94	[kJ/kg]		
h_1s	2343040,57	[J/kg]	2343,04	[kJ/kg]		
h_1	2379661,95	[J/kg]	2379,66	[kJ/kg]		
s1	7145,41471	[J/kgK]	7,15	[kJ/kgK]		
x	0,89946					
p1_start	0,239	[bar]	0,02	[MPa]	(Abgelesen aus h-s- Diagramm anhand h_1(Y_Le))	
T1_start	64,11	[°C]	337,11	[K]		
h_überprüfu	2379,65	[kJ/kg]				
T1 (berechne	337,110968	[K]			(Berechnet mit Hilfe des Excel add ins über h_1Le)	
6. Laufrad						
Winkel α_2	90,00	[°]	1,57	[rad]	ϕ2	0,7
Winkel β_2	34,99	[°]	0,61	[rad]	ρ_h	0,5
c_2	164,93	[m/s]				
c_u2	0,00	[m/s]				
c_m2	164,93	[m/s]				
w_u2	235,62	[m/s]				
w_2	287,611	[m/s]				
7. Laufradgrößen						
Δh''	-9301,92	[J/kg]	-9,30	[kJ/kg]		
Δh''s	-10335,46	[J/kg]	-10,34	[kJ/kg]		
Δh	-75625,33	[J/kg]	-75,63	[kJ/kg]		
Δhs	-113280,25	[J/kg]	-113,28	[kJ/kg]		
h_2s	2332705,11	[J/kg]	2332,71	[kJ/kg]		
h_2	2370360,03	[J/kg]	2370,36	[kJ/kg]		
s2	7191,22	[J/kgK]	7,19	[kJ/kgK]		
x	0,90					
p2_start	0,2	[bar]	0,02	[MPa]		
T2_start	60,208643	[°C]	333,21	[K]		
h_überprüfu	2370,36	[kJ/kg]				
T2 (berechne	333,208643	[K]				
8. Wichtige Werte der 1. Stufe						
Ψ_st	-2,72					
a_5	-88350,62	[J/kg]	-88,3506163	[kJ/kg]		
ϕ0	0,70					
ϕ1	0,70					
ϕ2	0,70					
ϕSt	0,70					
Δh_5	-75625,33	[J/kg]	-75,63	[kJ/kg]		
Daraus folgen die Startwerte für die 1 Stufe:						
c_0	164,93	[m/s]				
T_0	60,21	[°C]	333,21	[K]		
p_0	0,20	[bar]	0,02	[MPa]		
x_0	0,90					
h_0	2370360,03	[J/kg]	2370,36	[kJ/kg]		
Winkel α_0	90,00	[°]				

Abbildung 7.7: Berechnung der 6. Stufe

Literaturverzeichnis

[1] Bohl, Willi; Elmendorf, Wolfgang: Strömungsmaschinen 1. Aufbau und Wirkungsweise. 10 Auflage, Vogel, Würzburg, 2008, ISBN 978-3-8343-3130-4.

[2] Menny, Klaus: Strömungsmaschinen Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen. 5 Auflage, Teubner, Wiesbaden 2006, ISBN 978-3-519-46317-7.

[3] Wagner, Wolfgang; Kretzschmar, Hans-Joachim: International Steam Tables. 2 Auflage, Springer- Verlag 2008, ISBN 978-3-540-21419-9.

[4] Traupel, Walter: Thermische Turbomaschinen. Band 1, 3. Auflage, 1977, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-07939-4.

[5] Bohl, Willi: Strömungsmaschinen 2. Berechnung und Konstruktion. Vogel, Würzburg, 1988, ISBN 3-8023-0127-7.

[6] Pfleiderer, Carl; Petermann, Hartwig: Strömungsmaschinen. Springer-Verlag, Berlin, 1991, ISBN 3-540-53037-1.

[7] http://thermodynamik.hs-zigr.de/cms/Textbook/index.php?rubric=Excel

[8] Vinnemeier, Franz: Strömungsmaschinen, Vorlesungsskript

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Hamburg University of Applied Sciences

Erklärung zur selbständigen Bearbeitung einer ausgeführten Diplomarbeit

Zur Erläuterung des Zwecks dieses Blattes:

§ 27 Abs. 5 der Prüfungs- und Studienordnung M+P vom 13. November 2001 lautet:

„Zusammen mit der Diplomarbeit ist eine schriftliche Erklärung abzugeben, dass die Arbeit — bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit — ohne fremde Hilfe selbständig verfaßt und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Dieses Blatt mit der folgenden Erklärung ist nach Fertigstellung der Arbeit durch jede/n Kandidat/en/in auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift (keine Ablichtungen !) als letztes Blatt des als Prüfungsexemplar der Diplomarbeit gekennzeichneten Exemplars einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann — auch nachträglich — zur Ungültigkeit der Diplomprüfung führen.

Erkärung

Hiermit versichere ich,

Name: Stamer Vorname: Michael

daß ich die vorliegende Diplomarbeit — bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit — mit dem Thema

Auslegung einer Dampfturbine

ohne fremde Hilfe selbständig verfaßt und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

Die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten:

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der Diplomarbeit ist erfolgt durch ...

Ort	Datum	Unterschrift im Orginal